

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## **Navíječka řetězu**

Chain Winding Machine

Student: Pavel Janás  
Vedoucí bakalářské práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2009

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 22. 5. 2009

.....

Podpis studenta

### Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 22.5.2009

.....

Podpis studenta

Adresa trvalého pobytu studenta: Pavel Janás  
Ostravice 230  
739 14

## **Anotace bakalářské práce**

Janás, P. Navíječka řetězů. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 48 s. Bakalářská práce, vedoucí: doc. Dr. Ing. Kovář L.

Bakalářská práce se zabývá projekčně – konstrukčním řešením navíječky řetězu. V úvodu je seznámení se s problematikou navíjení v praxi. Představení zařízení na navíjení lan a řetězů v průmyslových oborech. Poté je představení problému, který jsem řešil s technickým popisem mého navrhovaného zařízení. A na závěr je samotné projekčně – konstrukční řešení navíječky řetězu s jednotlivými výpočty komponentů, z kterých se skládá, jejich kontroly, vzhledové a rozměrové navržení, řešení jejich vzájemného spojení a celkové podoby zařízení včetně výkresu sestavení.

## **Annotation of thesis**

Janás, P. Chain Winding Machine. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 48 p. Thesis, head: doc. Dr. Ing. Kovář L.

This thesis is consist of the projection - the design solution chain winding machine. In the part one you can find a familiarity with the problems of winding in practice. Presentation of equipment for winding ropes and chains in industries. Following is a problem that I have dealt with the technical description of my proposed facility. As a last item follows is itself the projection - design chain winding machine with individual computing components, which consists of their controls, visual and dimensional design, solution of their mutual connection and the overall form of equipment, including the compilation of the drawing.

## Obsah:

<b>Přehled použitého značení.....</b>	<b>2</b>
<b>1. Úvod.....</b>	<b>5</b>
<b>2. Seznámení s problematikou navíjení v praxi.....</b>	<b>6</b>
<b>3. Aktuální řešení problému s technickým popisem navrhovaného zařízení.....</b>	<b>8</b>
<b>4. Konstrukční návrh a výpočet navíječky řetězu.....</b>	<b>9</b>
4. 1 Určení navíjeného řetězu.....	9
4. 2 Určení minimálního průměru bubnu.....	10
4. 3 Určení počtu vrstev navinutí řetězu.....	10
4. 4 Určení potřebné síly k navinutí řetězu.....	13
4. 5 Určení kroutícího momentu bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí.....	14
4. 6 Určení otáček hřídele.....	14
4. 7 Navíjecí výkon.....	15
4. 8 Potřebný výkon motoru.....	15
4. 9 Volba převodovky s elektromotorem.....	15
4. 10 Převodový poměr řetězového převodu.....	16
4. 11 Návrh a výpočet řetězového převodu.....	16
4. 11. 1 Určení typu převodového řetězu.....	16
4. 11. 2 Volba počtu zubů řetězových kol.....	17
4. 11. 3 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol.....	17
4. 11. 4 Pevnostní kontrola řetězu.....	18
4. 11. 5 Stanovení počtu článků a délky řetězu.....	24
4. 11. 6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu.....	25
4. 11. 7 Specifikace řetězu.....	26
4. 11. 8 Návrh hnací a hnané řetězky.....	26
4. 12 Výpočet síly na hnaném řetězovém kole.....	29
4. 13 Výpočet konce hřídele na straně řetězky.....	29
4. 14 Výpočet reakcí v ložiskách.....	30
4. 15 Výpočet ohybových momentů.....	32
4. 16 Statická kontrola hřídele.....	35
4. 17 Kontrola deformací hřídele.....	49
4. 18 Dynamická kontrola hřídele.....	53
4. 19 Výpočet ložisek.....	57
<b>5. Závěr.....</b>	<b>61</b>
<b>6. Literatura.....</b>	<b>62</b>

## Přílohy:

Hmotnost bubnu

Příloha I.

Reakce v řezu x-x pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

Příloha II.

Reakce v řezu y-y pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

Příloha III.

Momenty v řezu x-x pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

Příloha IV.

Momenty v řezu y-y pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

Příloha V.

Výkres sestavení

SB3KSV-00

Kusovník

SB3KSV-K

## Přehled použitého značení

$b$	Vnější šířka řetězu	$[m]$
$b_1$	Šířka spojovacího článku řetězu	$[m]$
$b_{z1}$	Šířka zubu hnací řetězky	$[m]$
$b_{z2}$	Šířka zubu hnané řetězky	$[m]$
$d_1$	Průměr článku řetězu	$[m]$
$d_{1h10}$	Průměr spojovacího článku řetězu	$[m]$
$d_1$ až $d_{VII}$	Průměr řezu v kritických místech	$[m]$
$d$	Průměr opisující vnější šířka řetězu	$[m]$
$d_{MIN}$	Průměr konce hřídele na straně hnané řetězky	$[m]$
$e$	Rozteč mezi zuby	$[m]$
$f$	Součinitel	$[-]$
$g$	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$k_D$	Dynamická bezpečnost proti přetržení řetězu	$[-]$
$k_{Dh}$	Dynamická bezpečnost	$[-]$
$k_S$	Statická bezpečnost proti přetržení řetězu	$[-]$
$k_{ShI}$ až $k_{ShVI}$	Statické bezpečnost v kritickém místě	$[-]$
$l_1$ až $l_6$	Délka vrstvy navinutí	$[m]$
$l_{h1}$ až $l_{h6}$	Délka úseku	$[m]$
$l_{VYP}$	Součet délek všech vrstev	$[m]$
$l_{ZAD}$	Zadaná délka řetězu	$[m]$
$m$	Hmotnost řetězu	$[kg]$
$m_1$	Hmotnost 1 metru převodového řetězu	$[kg]$
$m_{1m}$	Hmotnost 1 metru délky řetězu	$[kg]$
$m_B$	Hmotnost bubnu	$[kg]$
$n$	Otáčky hřídele	$[ot / min]$
$n_{VYSTUP}$	Výstupní otáčky z elektopřevodovky	$[ot / min]$
$p_1$	Rozteč řetězu	$[m]$
$p$	Měrný tlak v kloubu řetězu	$[Pa]$
$p_D$	Dovolený měrný tlak v kloubu řetězu	$[Pa]$
$p_S$	Směrný tlak v kloubu řetězu	$[Pa]$
$s^*$	Součinitel pevnostní hypotézy podle Guesta	$[-]$
$t$	Rozteč řetězu	$[m]$
$v$	Rychlost navíjení řetězu na poslední vrstvě	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_1$	Rychlost hnací řetězky	$[m \cdot s^{-1}]$
$x$	Počet článků	$[-]$
$z_{MIN}$	Doporučený minimální počet zubů hnací řetězky	$[-]$
$z_1$	Počet zubů hnací řetězky	$[-]$
$z_2$	Počet zubů hnané řetězky	$[-]$
$A_{SK}$	Skutečná osová vzdálenost převodu	$[m]$

$D_1$ až $D_6$	Průměr vrstvy navinutí	$[m]$
$D_{11}$	Roztečný průměr hnací řetězky	$[m]$
$D_{12}$	Roztečný průměr hnané řetězky	$[m]$
$D_{a1}$	Průměr hlavové kružnice hnací řetězky	$[m]$
$D_{a2}$	Průměr hlavové kružnice hnané řetězky	$[m]$
$D_b$	Minimální průměr navíjecího bubnu	$[m]$
$D_{g1}$	Největší průměr věnce hnací řetězky	$[m]$
$D_{g2}$	Největší průměr věnce hnané řetězky	$[m]$
$F$	Síla navinutí řetězu	$[N]$
$F_1$	Tahová síla	$[N]$
$F_2$	Síla přenášená hnanou řetězkou	$[N]$
$F_C$	Odstředivá síla	$[N]$
$F_m$	Síla od tíhy řetězu	$[N]$
$F_O$	Obvodová síla	$[N]$
$F_{Pt}$	Síla při přetržení	$[N]$
$F_{x-x}$	Součet sil v řezu x-x	$[N]$
$F_{y-y}$	Součet sil v řezu y-y	$[N]$
$G$	Modul pružnosti ve smyku	$[Pa]$
$J_{P1}$ až $J_{P6}$	Polární moment setrvačnosti průřezu v úseku	$[m^4]$
$K$	Součinitel přetížení	$[-]$
$L$	Délka řetězu	$[m]$
$M_K$	Kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí	$[N \cdot m]$
$M_{Ax}$	Moment k bodu A v řezu x-x	$[N \cdot m]$
$M_{Ay}$	Moment k bodu A v řezu y-y	$[N \cdot m]$
$M_{Olx}$ až $M_{OVIx}$	Ohybový moment v kritickém místě v řezu x-x	$[N \cdot m]$
$M_{Oly}$ až $M_{OVly}$	Ohybový moment v kritickém místě v řezu y-y	$[N \cdot m]$
$M_{OI}$ až $M_{OVI}$	Výsledný ohybový moment v kritickém místě	$[N \cdot m]$
$O_1$ až $O_6$	Obvod vrstvy navinutí	$[m]$
$P_A$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A	$[N]$
$P_B$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B	$[N]$
$P_M$	Potřebný výkon motoru	$[kW]$
$P_{MP}$	Přenášený výkon motoru	$[kW]$
$P_N$	Navíjecí výkon	$[kW]$
$R$	Velikost zaoblení hrany v kritickém místě IV	$[m]$
$R_{Ax}$	Reakce v řezu x-x	$[N]$
$R_{Bx}$	Reakce v řezu x-x	$[N]$
$R_{Ay}$	Reakce v řezu y-y	$[N]$
$R_{By}$	Reakce v řezu y-y	$[N]$
$R_e$	Mez kluzu materiálu hřídele	$[Pa]$

$R_F$	Fiktivní poloměr vrubu	$[m]$
$R_m$	Mez pevnosti materiálu hřídele	$[Pa]$
$S$	Plocha kloubu	$[m^2]$
$W_{KI}$ až $W_{KIV}$	Modul odporu průřezu v krutu v kritickém místě	$[m^3]$
$W_{OI}$ až $W_{OVI}$	Modul odporu průřezu v ohybu v kritickém místě	$[m^3]$
$X$	Součinitel radiálního zatížení	$[-]$
$Y$	Činitel rázu	$[-]$
$\alpha$	Součinitel koncentrace	$[-]$
$\alpha_o$	Součinitel koncentrace napětí v ohybu	$[-]$
$\alpha k$	Součinitel koncentrace napětí v krutu	$[-]$
$\eta$	Celková účinnost	$[-]$
$\lambda$	Činitel tření	$[-]$
$\sigma_I$ až $\sigma_{VI}$	Normálové napětí v kritickém místě	$[Pa]$
$\sigma_C$	Mez únavy	$[Pa]$
$\sigma_C^*$	Skutečná mez únavy	$[Pa]$
$\sigma_{redI}$ až $\sigma_{redVI}$	Redukované napětí v kritickém místě	$[Pa]$
$\tau_1$ až $\tau_6$	Smykové napětí v kritických místech	$[Pa]$
$\tau_D$	Dovolená hodnota v krutu	$[Pa]$
$\varphi_1$ až $\varphi_6$	Úhel zkroucení úseku	$[rad]$
$\varphi$	Úhel zkroucení	$[rad]$
$\varphi_{DOV}$	Dovolený úhel zkroucení	$[rad]$
$\nu$	Poissonova konstanta	$[-]$
$\rho^*$	Materiálová konstanta	$[-]$



## 1. Úvod

V této bakalářské práci se seznámíme se stručným přehledem problematiky navíjení v praxi, a zároveň se v této práci seznámíme s projekčně – konstrukčním řešením zařízení pro navíjení řetězu (který je dán zadáním) na navíjecí buben. V práci nalezneme jednotlivé části, z kterých se navíjecí zařízení skládá, jejich výpočty, kontroly, vzhledové a rozměrové navržení, řešení jejich vzájemného spojení a celkové podoby zařízení včetně jeho výkresové dokumentace.

## 2. Seznámení s problematikou navíjení v praxi

S procesem navíjení se setkáváme v mnoha oborech lidské činnosti. Obecně lze říci, že navíjení je proces, kdy se jedna věc navíjí (namotává) na druhou věc. Jedna věc je část, která se otáčí, a tím jak koná otáčivý pohyb, tím na sebe navíjí (namotává) tu druhou věc. Navíjení se praktikuje, protože umožňuje větším předmětům být svinut do rozměrů menších, čímž se šetří prostorem na uskladnění.

V průmyslových oborech se z velké části zařízení na navíjení lan a řetězů. Takové nejjednodušší strojní zařízení, které navíjí lana nebo také usnadňuje vertikální zvedání břemene, se nazývá rumpál (obr. 2.1). Nejčastěji ho můžeme vidět u studní. Řetěz nebo lano je namotáváno na hřídel, tím dochází k zmenšování délky řetězu, a tak k zdvihání kbelíku s vodou.



Obr. 2.1 Rumpál

Další takový jednoduchý stroj z kategorie navijáků (zdvihadel) se označuje jako vrátek (obr. 2.2). Jedná se vlastně o strojní rumpál, respektive o strojní naviják určený pro zdvihání břemen. Jeho základní součástí je navíjecí buben poháněný přes převody motorem (zpravidla elektromotorem) a doplněný o nějaký druh mechanické, hydraulické či elektrické (popřípadě kombinované) brzdy, která zamezuje zpětnému pohybu břemene. Používá se zejména ve stavebnictví, často v kombinaci s kladkou či kladkostrojem. Vrátek obvykle pracuje s nějakým typem (zpravidla) ocelového lana, může být ale také konstruován i jako řetězový vrátek, který navíjí nosný řetěz.



Obr. 2.2 Vrátek

Kromě rumpálů a vrátku, respektive malých nebo ručních navijáků, se v praxi běžně používají též strojní navijáky, nejznámější aplikací strojního navijáku je například jeřábový buben.

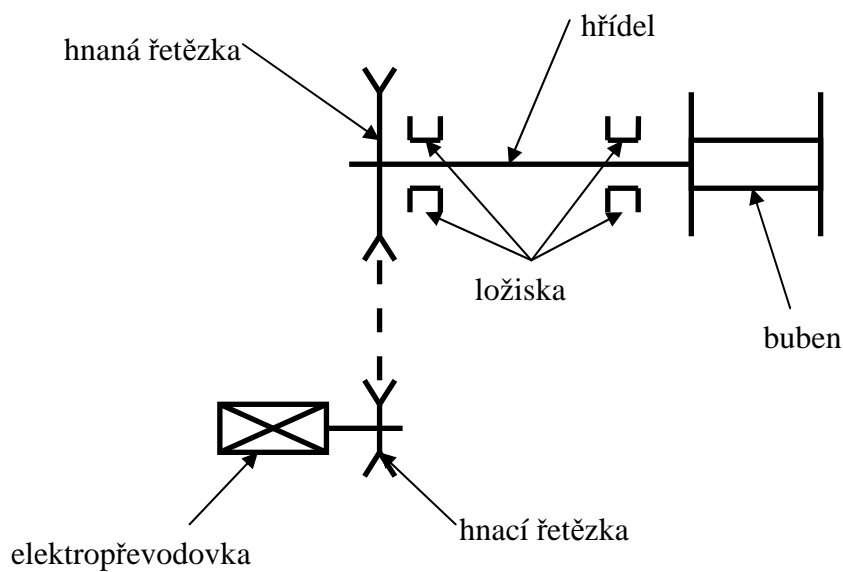
Jeřábový (navíjecí buben) je mechanické zařízení, které se používá na navíjení a uložení lana nebo řetězů. V nejjednodušší podobě se skládá z cívky a připevněné kliky, což je vlastně zařízení už námi představené jako rumpál. Složitější konstrukce obsahují převodové ústrojí a mohou být poháněny elektrickým proudem, hydraulicky, pneumaticky nebo spalovacím motorem. Některé mohou obsahovat elektromagnetickou nebo mechanickou brzdu nebo také ozubenou západku jistící buben proti samoodvíjení. Téměř vždy se jedná o praktickou aplikaci, která využívá principu jednoduchého stroje - kola na hřídeli. Kromě průmyslového využití se navíjecí bubny používají také na vlečení aut, lodí nebo kluzáků. Několik navíjecích bubnů se nachází také téměř na každém člunu nebo lodi, kde tahají kotvu nebo kotevní a zdvihací lana. Různé druhy navíjecích bubnů nalézají své uplatnění také při stavbě elektrických vedení všech typů, ať jsou to vedení kabelová (podzemní) nebo vzdušná (nadzemní). Navíjecí bubny se mnohdy používají jako součást zákulisních mechanismů, které pohybují kulisami ve velkých divadelních produkcích.

### 3. Aktuální řešení problému s technický popisem navrhovaného zařízení

Představuji zde zařízení pro řešení zadaného úkolu. Navrhuji zařízení, které slouží k navíjení článkových řetězů 23 na buben. Uchycení bubnu musí být řešeno tak, aby s ním mohla být snadná manipulace. Důvodem snadné manipulace je to, že na tento buben bude navíjen daný řetěz z výrobní cívky, na které bude umístěn ihned po výrobě, a aby bylo možno s řetězem manipulovat v menších délkách, je třeba ho navinout na menší bubny. A právě zařízení pro navíjení na tyto menší bubny zde prezentuji.

Zařízení (navíječka) je určeno pro navíjení řetězu 23 o maximální délce 200 metrů. Samozřejmě, že když toto zařízení je konstruováno pro tyto dané parametry, je na něm možnost uplatnit navíjení i řetězů menších a kratších. Řetěz je navíjen z pracovního bubnu, což je buben, na který se řetěz umísťuje ihned po své výrobě, na buben manipulační rychlostí 4 m/s (viz.zadání). Řetěz se na manipulačním bubnu zahákne za háček, který je navařen na bubnu, a postupně dochází k navíjení řetězu při otáčení bubnu. Až dojde k navinutí požadované délky řetězu, zařízení se zastaví a oddělíme řetěz od zbytku. Tímto je manipulační buben s navinutým řetězem připraven k samotné manipulaci. Samotné navíjecí zařízení je řešeno takto:

Řetěz je navíjen na buben (manipulační). Buben je nasazen na jednom konci hřídele a je pojištěn proti vypadnutí na jedné straně nákržkem a na druhé straně ocelovou tyčí, která prochází dírou v hřídeli a je proti vypadnutí z obou stran zajištěna závlačkami. Přenos kroutícího momentu (otočného pohybu) z hřídele na buben je zabezpečen výměnným perem, které je umístěno v drážce hřídele pod nasazeným bubnem. Hřídel je uložen v ložiscích, která se nacházejí ve střední části hřídele. Ložiska jsou umístěna v ložiskových domcích a zajištěna pojistnými kroužky. Ložiskové domky jsou upevněny na rámu pomocí šroubů. Rám je ukotven v zemi opět šrouby. Na druhém konci hřídele je umístěna hnaná řetězka od řetězového převodu. Řetězka přenáší rotační pohyb na hřídel pomocí těsného pera, které je uloženo v drážce hřídele pod hnanou řetězkou. Hnaná řetězka je pojištěna pojistnou podložkou a kruhovou maticí. Rotační pohyb se na hnanou řetězku přenáší z hnací řetězky pomocí hnacího převodového řetězu. Hnací řetězka je umístěna na výstupním hřídeli z elektropřevodovky a opět pojištěna pojistnou podložkou a kruhovou maticí. Elektropřevodovka slouží jako pohon celého navijáku a je připevněna k rámu stroje pomocí šroubů. Znázornění navíjecího zařízení s popisem jednotlivých částí a jejich uspořádání můžeme vidět na obr.3.1.

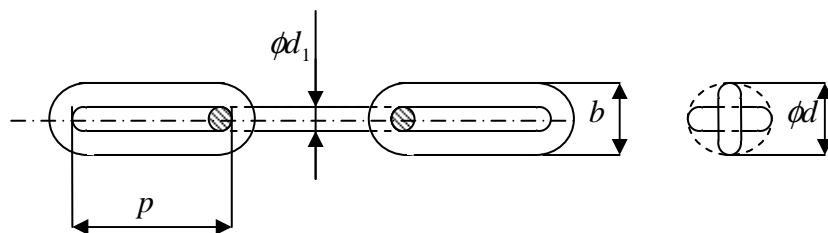


Obr. 3.1 Schéma navíječky

## 4. Konstrukční návrh a výpočet navíječky řetězu

### 4.1 Určení navíjeného řetězu

Řetěz, který bude navíjen, je dán zadáním bakalářské práce. Jedná se o článkový řetěz 23. Z příslušné normy pro článkové řetězy ČSN 02 3221 zjistíme další potřebné rozměry zadaného řetězu (obr.4.1).



Obr. 4.1 Řetěz 23

$$p_1 = 64\text{mm} = 0,064\text{m}$$

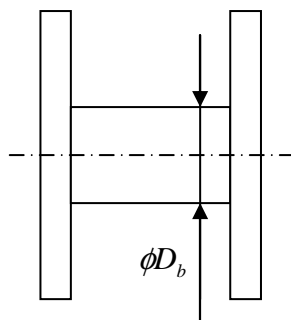
$$d_1 = 23\text{mm} = 0,023\text{m}$$

$$b = d = 77\text{mm} = 0,077\text{m}$$

$$m_{1m} - \text{hmotnost 1 metru délky řetězu} = 12\text{kg}$$

## 4. 2 Určení minimálního průměru bubnu

Nezjistil jsem, zda existuje norma nebo vzorec pro určení minimálního průměru navíjecího bubnu pro navíjení řetězu, proto při tomto určení použiji výpočet průměru navíjecího bubnu jeřábu, určeného k navíjení lan [1].



Obr. 4. 2 Minimální průměr navíjecího bubnu

$$D_b = 25 \cdot d_1 \quad (4. 1)$$

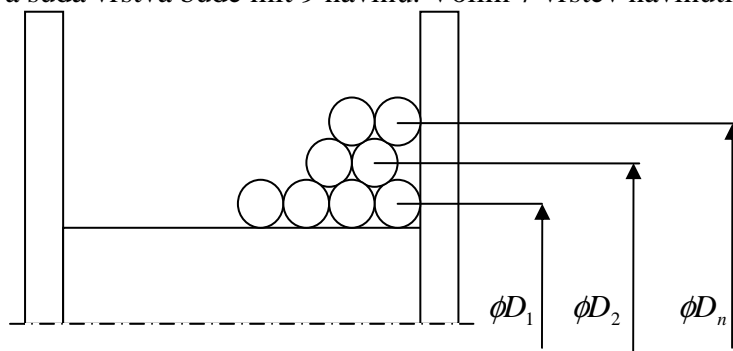
$$D_b = 25 \cdot 23$$

$$D_b = 575 \text{ mm} = 0,575 \text{ m}$$

kde  $d_1$  je průměr článku řetězu (viz. bod 4. 1)

## 4. 3 Určení počtu vrstev navinutí řetězu

Při určení počtu vrstev řetězu musí být zachována podmínka, že celkový součet délek ve všech vrstvách musí být přinejmenším roven zadané délce (200m). Volím, že lichá vrstva bude mít 10 návinů a sudá vrstva bude mít 9 návinů. Volím 7 vrstev navinutí.



Obr. 4. 3 Průměry vrstev navinutí na bubnu

Jednotlivé průměry vrstev navinutí na bubnu:

$$D_1 = D_b + d \quad (4. 2)$$

$$D_1 = 0,575 + 0,077$$

$$D_1 = 0,652 \text{ m}$$

kde  $d$  je průměr opisující vnější šířka řetězu (viz. bod 4. 1)  
 $D_b$  je minimální průměr navíjecího bubnu (viz. bod 4. 2)

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot d$$

$$D_2 = 0,652 + 2 \cdot 0,077$$

$$D_2 = 0,806m$$

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot d$$

$$D_3 = 0,806 + 2 \cdot 0,077$$

$$D_3 = 0,960m$$

$$D_4 = D_3 + 2 \cdot d$$

$$D_4 = 0,960 + 2 \cdot 0,077$$

$$D_4 = 1,114m$$

$$D_5 = D_4 + 2 \cdot d$$

$$D_5 = 1,114 + 2 \cdot 0,077$$

$$D_5 = 1,268m$$

$$D_6 = D_5 + 2 \cdot d$$

$$D_6 = 1,268 + 2 \cdot 0,077$$

$$D_6 = 1,422m$$

$$D_7 = D_6 + 2 \cdot d$$

$$D_7 = 1,422 + 2 \cdot 0,077$$

$$D_7 = 1,576m$$

Jednotlivé obvody vrstev navinutí na bubnu:

$$O_1 = \pi \cdot D_1 \tag{4. 3}$$

$$O_1 = \pi \cdot 0,652$$

$$O_1 = 2,05m$$

$$O_2 = \pi \cdot D_2$$

$$O_2 = \pi \cdot 0,806$$

$$O_2 = 2,53m$$

$$O_3 = \pi \cdot D_3$$

$$O_3 = \pi \cdot 0,960$$

$$O_3 = 3,02m$$

$$O_4 = \pi \cdot D_4$$

$$O_4 = \pi \cdot 1,114$$

$$O_4 = 3,5m$$

$$O_5 = \pi \cdot D_5$$

$$O_5 = \pi \cdot 1,268$$

$$O_5 = 3,98m$$

$$O_6 = \pi \cdot D_6$$

$$O_6 = \pi \cdot 1,422$$

$$O_6 = 4,47m$$

$$O_7 = \pi \cdot D_7$$

$$O_7 = \pi \cdot 1,576$$

$$O_7 = 4,95m$$

Jednotlivé délky vrstev navinutí na bubnu:

$$l_1 = O_1 \cdot n \tag{4. 4}$$

$$l_1 = 2,05 \cdot 10$$

$$l_1 = 20,5m$$

kde  $n$  je počet návinů

$$l_2 = O_2 \cdot n$$

$$l_2 = 2,53 \cdot 9$$

$$l_2 = 22,77m$$

$$l_3 = O_3 \cdot n$$

$$l_3 = 3,02 \cdot 10$$

$$l_3 = 30,2m$$

$$l_4 = O_4 \cdot n$$

$$l_4 = 3,5 \cdot 9$$

$$l_4 = 31,5m$$

$$l_5 = O_5 \cdot n$$

$$l_5 = 3,98 \cdot 10$$

$$l_5 = 39,8m$$



$$l_6 = O_6 \cdot n$$

$$l_6 = 4,47 \cdot 9$$

$$l_6 = 40,23m$$

$$l_7 = O_7 \cdot n$$

$$l_7 = 4,95 \cdot 10$$

$$l_7 = 49,5m$$

Součet délek všech vrstev:

$$l_{VYP} = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 \quad (4. 5)$$

$$l_{VYP} = 20,5 + 22,77 + 30,2 + 31,5 + 39,8 + 40,23 + 49,5$$

$$l_{VYP} = 234,5m$$

Kontrola podmínky délek:

$$l_{VYP} \geq l_{ZAD}$$

$$234,5 \geq 200$$

*VYHOVUJE*

Na bubnu bude navinuto 7 vrstev řetězu.

#### **4. 4 Určení potřebné síly k navinutí řetězu**

Velikost síly k navinutí řetězu je rovna 10% hmotnosti řetězu.

Hmotnost řetězu:

$$m = m_{1m} \cdot l_{ZAD} \quad (4. 6)$$

$$m = 12 \cdot 200$$

$$m = 2400kg$$

kde  $m_{1m}$  je hmotnost 1 metru délky navíjeného řetězu (viz. bod 4. 1)

$l_{ZAD}$  je zadaná délka řetězu (200 metrů)

Síla navinutí:

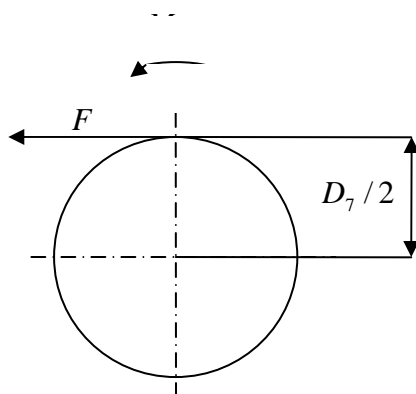
$$F = m_{10\%} \cdot g \quad (4.7)$$

$$F = 240 \cdot 9,81$$

$$F = 2354,4N$$

kde  $g$  je gravitační zrychlení

#### 4.5 Určení kroutícího momentu bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí



Obr. 4. 4 Schéma kroutícího momentu

$$M_K = F \cdot D_7 / 2 \quad (4.8)$$

$$M_K = 2354,4 \cdot 1,576 / 2$$

$$M_K = 1855,3N \cdot m$$

kde  $F$  je síla potřebná k navinutí řetězu (viz. bod 4. 4)

$D_7$  je průměr sedmé vrstvy navinutí (viz. bod 4. 3)

#### 4.6 Určení otáček hřídele

Otáčky hřídele vychází z rychlosti navíjení řetězu na průměru poslední vrstvy (v našem případě k  $\phi D_7$ ), která musí být dodržena.

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} \Rightarrow \frac{\frac{v}{R_7} \cdot 30}{\pi} \Rightarrow \frac{\frac{v}{D_7 / 2} \cdot 30}{\pi} \quad (4.9)$$

$$n = \frac{\frac{4}{1,576 / 2} \cdot 30}{\pi}$$

$$n = 48,47ot / min$$

kde  $v$  je rychlost navíjení na poslední vrstvě (viz. zadání)

$D_7$  je průměr sedmé vrstvy navinutí (viz. bod 4. 3)

#### 4. 7 Navíjecí výkon

$$P_N = M_K \cdot \omega \Rightarrow M_K \cdot \frac{v}{D_7 / 2} \quad (4. 10)$$

$$P_N = 1855,3 \cdot \frac{4}{1,576 / 2}$$

$$P_N = 9417,8W = 9,4kW$$

kde  $M_K$  je krouticí moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$v$  je rychlost navíjení na poslední vrstvě (viz. zadání)

$D_7$  je průměr sedmé vrstvy navinutí (viz. bod 4. 3)

#### 4. 8 Potřebný výkon motoru

$$P_M = \frac{P_N}{\eta} \quad (4. 11)$$

$$P_M = \frac{9,4}{0,95}$$

$$P_M = 9,9kW$$

kde  $P_N$  je navíjecí výkon (viz. bod 4. 7)

$\eta$  je celková účinnost (0,95)

#### 4. 9 Volba převodovky a elektromotoru

Volím elektropřevodovku od firmy PSP Pohony a.s. (obr. 4.5)

Přenášený výkon:  $P_{MP} = 11kW$

Typ motoru: 1LA7163-4AA

Velikost motoru: 160M

Velikost: E BOX 27 I

Otáčky motoru: 1500 ot/min

Výstupní otáčky:  $n_{VYSTUP} = 115,2$  ot/min

Hmotnost: 239 kg



Obr. 4. 5 Čelní souosá převodovka s elektromotorem typu E BOX I

## 4. 10 Převodový poměr řetězového převodu

$$i = \frac{n_{VYSTUP}}{n} \quad (4. 12)$$

$$i = \frac{115,2}{48,47}$$

$$i = 2,38$$

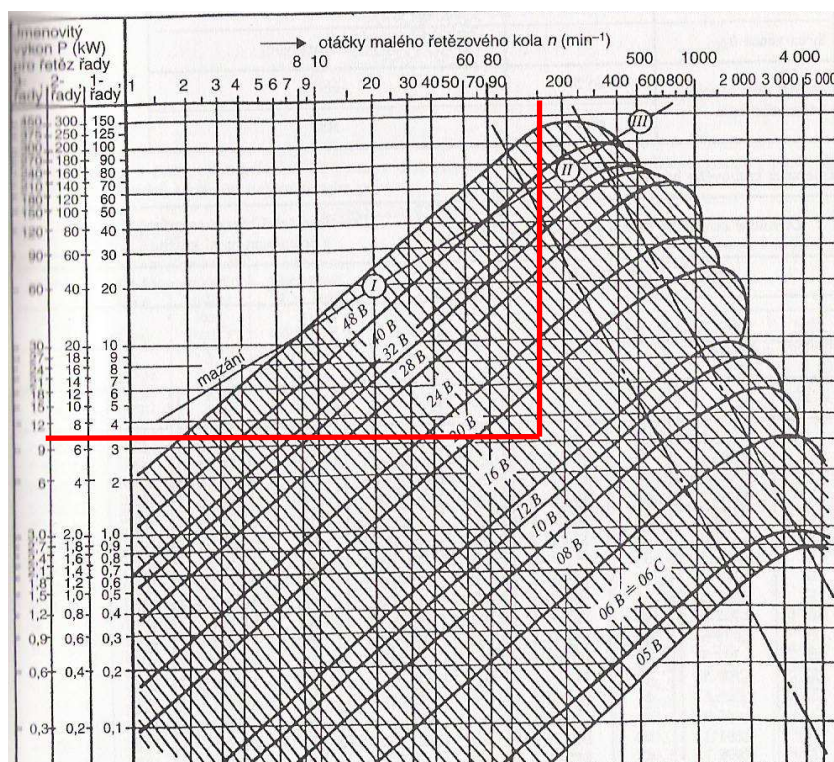
kde  $n_{VYSTUP}$  jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky (viz. bod 4. 9)

## 4. 11 Návrh a výpočet řetězového převodu

Řetězový převod spojuje hřídel, na kterém je umístěn navíjecí buben s výstupním hřídelem elektropřevodovky. Hnací řetězka je umístěna na výstupním hřídeli elektropřevodovky a hnaná řetězka je umístěna na protilehlém konci hřídele oproti bubnu. Řetězový převod slouží k přenosu kroutícího momentu (otáčivého pohybu) z elektropřevodovky na hřídel.

### 4. 11. 1 Určení typu převodového řetězu

Typ převodového řetězu určíme podle ČSN 01 4811 z diagramu (obr. 4. 6). V diagramu se orientujeme na základě dvou známých veličin, a to podle jmenovitého výkonu [kW] (v našem případě je to výkon elektropřevodovky) a otáček malé řemenice [ot/min] (v našem případě jsou to výstupní otáčky z elektropřevodovky). Na základě těchto veličin dostaneme typ převodového řetězu. Volím třířadý řetěz



Obr. 4. 6 Diagram pro určení převodového řetězu

Z daných parametrů tedy vyplývá, že mým převodovým řetězem bude řetěz typu 16B. Volím třířadý řetěz a to válečkový ČSN 02 3311.

#### 4. 11. 2 Volba počtu zubů řetězových kol

Počet zubů hnací řetězky:

Počet zubů hnací řetězky je doporučeno volit jako celé liché číslo s ohledem na podmínku  $z_1 \geq z_{MIN}$ , kde  $z_{MIN}$  je dáno v tab. 4. 1

$v(m/s)$	>4	8	10	12	15
$z_{MIN}$	17	19	21	23	25

Tab. 4. 1

$z_1$  -volím 19

Počet zubů hnané řetězky:

$$z_2 = z_1 \cdot i \quad (4. 13)$$

$$z_2 = 19 \cdot 2,38$$

$$z_2 = 45,22 \cong 46$$

kde  $i$  je převodový poměr řetězového převodu (viz. bod 4. 10)

#### 4. 11. 3 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

Roztečný průměr hnací řetězky :

$$D_{11} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad (4. 14)$$

$$D_{11} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{19}}$$

$$D_{11} = 154,3mm = 0,1543m$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$z_1$  je počet zubů hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 2)

Roztečný průměr hnané řetězky:

$$D_{12} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \quad (4.15)$$

$$D_{12} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{46}}$$

$$D_{12} = 372,2 \text{ mm} = 0,3722 \text{ m}$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$z_2$  je počet zubů hnané řetězky (viz. bod 4. 11. 2)

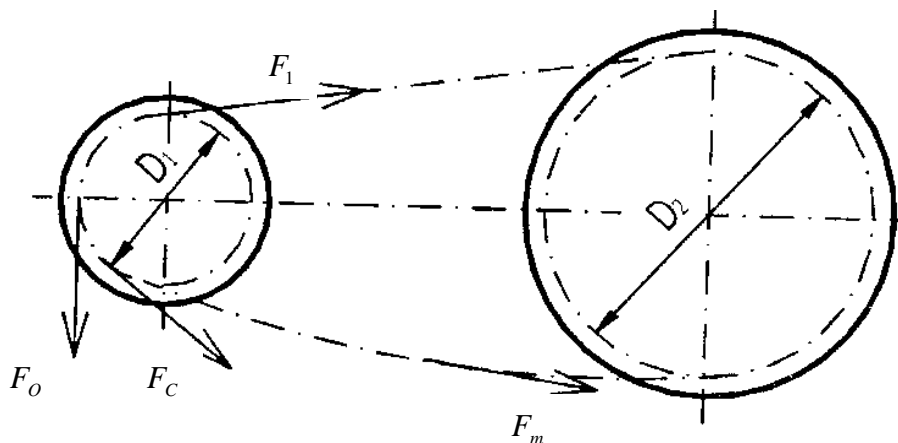
Řetěz	$t$	$b_1$ min.	$d_1$ h10	$d_2$ h9	$d_3^{1)}$	$b_2$ max.	$b_4$ max.	$b_5$ max.	$b_6$ max.	$b_7$ max.	$e$	$g$ max.	Spojovací článek		
													$d_4$	$s$	$d_5$
05 B	8,00	3,00	5,00	2,31	2,36	4,77	8,6	—	—	3,1	—	7,2	1,60	0,70	—
06 B	9,525	5,72	6,35	3,28	3,33	8,53	13,5	23,8	34,0	3,3	10,24	8,4	2,35	0,80	—
08 B	12,70	3,30	7,75	3,66	3,71	5,80	10,2	—	—	1,5	—	10	2,85	0,80	—
08 B	12,70	5,21	8,51	4,45	4,50	9,00	14,5	—	—	3,9	—	12	3,26	0,85	—
08 B	12,70	7,75	8,51	4,45	4,50	11,45	17,0	31,0	44,9	3,9	13,92	12	3,26	0,85	—
10 B	15,875	6,48	10,16	5,08	5,13	10,15	16,4	—	—	4,1	—	14,8	3,75	1,0	—
10 B	15,875	9,65	10,16	5,08	5,13	13,28	19,6	36,2	52,8	4,1	16,59	14,8	3,75	1,0	—
12 B	19,05	11,68	12,07	5,72	5,77	15,62	22,7	42,2	61,7	4,6	19,46	16,4	4,25	1,0	—
12 B	19,05	17,02	15,88	8,28	8,33	25,45	36,1	68,0	99,9	5,4	31,88	21,08	—	—	2,5
16 B	31,75	19,36	19,05	10,19	10,24	29,81	43,2	79,7	116,0	6,1	50,45	27	—	—	3
24 B	38,10	25,40	25,40	14,63	14,68	38,50	55,0	104,0	152,5	6,6	48,36	36	—	—	4
28 B	44,45	30,99	27,94	15,90	15,95	46,58	67,0	127,5	187,5	7,4	59,56	41	—	—	4
32 B	50,80	30,99	29,21	17,81	17,86	46,10	67,4	126,0	185,0	7,9	58,55	44	—	—	5
40 B	63,50	38,10	39,37	22,89	22,94	55,75	82,6	154,9	227,2	10,2	72,29	60	—	—	5
48 B	76,20	45,72	48,26	29,24	29,29	71,60	102,0	194,0	287,0	10,5	91,21	70	—	—	6

Tab. 4. 2 Tabulka určující rozměry válečkových řetězů

#### 4. 11. 4 Pevnostní kontrola řetězu

a) kontrola proti přetržení

Řetěz je namáhán na tah a může být přetržen. Výsledná tahová síla v řetězu  $F_1$  je tvořena přenášenou obvodovou silou  $F_o$ , odstředivou silou  $F_c$  a tíhou řetězu  $F_m$  (obr. 4. 7)



Obr. 4. 7 Schéma složení sil v řetězovém převodu

Výpočet obvodové síly:

$$F_o = \frac{P_{MP}}{v_1} \Rightarrow \frac{P_{MP}}{\frac{\pi \cdot D_{11} \cdot n_{VYSTUP}}{60}} \quad (4. 16)$$

$$F_o = \frac{11000}{\frac{\pi \cdot 0,1543 \cdot 115,2}{60}}$$

$$F_o = 11818,9N$$

kde  $P_{MP}$  je přenášený výkon motoru (viz. bod 4. 9)

$n_{VYSTUP}$  jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky (viz. bod 4. 9)

$D_{11}$  je roztečný průměr hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 3)

Výpočet odstředivé síly:

$$F_c = m_1 \cdot v_1^2 \Rightarrow m_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_{11} \cdot n_{VYSTUP}}{60} \quad (4. 17)$$

$$F_c = 8 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 0,1543 \cdot 115,2}{60} \right)^2$$

$$F_c = 6,9N$$

kde  $n_{VYSTUP}$  jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky (viz. bod 4. 9)

$D_{11}$  je roztečný průměr hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 3)

$m_1$  je hmotnost 1 metru převodového řetězu (tab. 4. 3)

Řetěz	Plocha kloubu A (mm <sup>2</sup> )			Síly při přetržení F <sub>Pr</sub> (kN)			Hmotnost 1 m (kg)		
	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý
05 B	10	—	—	4,4	—	—	0,18	—	—
06 B	28	56	85	8,9	16,9	24,9	0,41	0,78	1,18
081	22	—	—	8,0	—	—	0,40	—	—
086	40	—	—	17,8	—	—	0,56	—	—
08 B	50	100	151	17,8	31,1	44,5	0,75	1,35	2,0
101	51	—	—	22,2	—	—	0,80	—	—
10 B	67	135	202	22,2	44,5	66,7	0,95	1,85	2,8
12 B	89	179	268	28,9	57,8	86,7	1,25	2,5	3,8
16 B	210	421	631	58,0	110,0	165,0	2,75	5,5	8,0
20 B	295	590	885	89,0	178,0	267,0	3,64	7,21	10,8
24 B	554	1 109	1 664	170,0	324,0	485,0	7,12	14,2	21,2
28 B	740	1 481	2 222	200,0	381,0	571,0	9,05	18,0	27,0
32 B	837	1 673	2 510	260,0	495,0	743,0	9,83	19,5	29,2
40 B	1 275	2 550	3 825	380,0	730,0	1 100,0	16,90	33,5	50,2
48 B	2 061	4 123	6 185	600,0	1 140,0	1 700,0	26,00	51,5	77,0

Tab. 4. 3 Tabulka pro určení plochy, síly, hmotnosti válečkových řetězů

Výpočet tíhy řetězu:

$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g \Rightarrow \frac{m_1 \cdot (20 \cdot t)^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot t} \cdot g \quad (4. 18)$$

$$F_m = \frac{8 \cdot (20 \cdot 0,0254)^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 0,0254} \cdot 9,81$$

$$F_m = 498,3N$$

kde  $m_1$  je hmotnost 1 metru převodového řetězu (tab. 4. 3)

$t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$g$  je gravitační zrychlení

Výpočet tahové síly:

$$F_1 = F_o + F_C + F_m \quad (4. 19)$$

$$F_1 = 11818,9 + 6,9 + 498,3$$

$$F_1 = 12324,1N$$

kde  $F_o$  je obvodová síla

$F_C$  je odstředivá síla

$F_m$  síla tíhy řetězu



Statická kontrola proti přetržení řetězu:

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_1} \geq 7 \quad (4.20)$$

$$k_s = \frac{165000}{12324,1}$$

$$k_s = 13,4$$

$$k_s \geq 7$$

VYHOVUJE

kde  $F_{Pt}$  je síla při přetržení doporučená výrobcem (tab. 4. 4)

$F_1$  je tahová síla

Řetěz	Plocha kloubu A (mm <sup>2</sup> )			Síly při přetržení $F_{Pt}$ (kN)			Hmotnost 1 m (kg)		
	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý
05 B	10	—	—	4,4	—	—	0,18	—	—
06 B	28	56	85	8,9	16,9	24,9	0,41	0,78	1,18
08 B	50	100	151	17,8	31,1	44,5	0,75	1,35	2,0
10 B	67	135	202	22,2	44,5	66,7	0,95	1,85	2,8
12 B	89	179	268	28,9	57,8	86,7	1,25	2,5	3,8
16 B	210	421	631	58,0	110,0	165,0	2,75	5,5	8,0
20 B	293	586	885	80,0	178,0	267,0	3,64	7,21	10,8
24 B	554	1 109	1 664	170,0	324,0	485,0	7,12	14,2	21,2
28 B	740	1 481	2 222	200,0	381,0	571,0	9,05	18,0	27,0
32 B	837	1 673	2 510	260,0	495,0	743,0	9,83	19,5	29,2
40 B	1 275	2 550	3 825	380,0	730,0	1 100,0	16,90	33,5	50,2
48 B	2 061	4 123	6 185	600,0	1 140,0	1 700,0	26,00	51,5	77,0

Tab. 4. 4 Tabulka pro určení plochy, síly, hmotnosti válečkových řetězů

Dynamická kontrola proti přetržení řetězu:

$$k_D = \frac{F_{PT}}{F_1 \cdot Y} > 5 \quad (4.21)$$

$$k_D = \frac{165000}{12324,1 \cdot 2,5}$$

$$k_D = 5,4$$

$$k_D > 5$$

VYHOVUJE

kde  $Y$  je činitel rázu (tab. 4. 5)

$F_{Pt}$  je síla při přetržení doporučená výrobcem (tab. 4. 4)

$F_1$  je tahová síla

Hnaný stroj	Elektro-motor	Hnací stroj				Vodní turbína		Parní Turbína
		Spalovací motor						
		pomaloběžný	rychloběžný	1 válec	2 válce	4 válce	6 válců	
Soustruh, vrtačka	1,4							
Frézka	1,5							
Hoblovka	2,3							
Obrážka	2							
Tažný stroj	1,8							
Lis								
-hydraulický	1,8			2,5	2,2			
-výstředníkový	2,5							
-pákový	2							
Pístový kompresor	2,5		5	4	3,5			
-jednostupňový	2		4,5	3,5	3			
-dvoustupňový								
Odstř. kompresor								
-jednostupňový	1,8	4	3,2	2,5	2			
-dvoustupňový	1,3	3	2,7	2	1,6			
Dmýchadlo	1,5		3	2,5	2			
Ventilátor	2,5		3,7					
Pístové čerpadlo								
-jednoválcové	2	5	4	3	2,6	2,5	3,5	
-dvouválcové	1,8	4	3,5	2,7	2,3	2,2	2,7	
Odstřed. čerpadlo	1,5	3	2,8	2,2				
Válcovací trať	2,5							
Drtilí válece	2							
Mísicí buben	1,7	4	3,2	2,5	2			
Bagr	3			4,5	4			
Dopravník								
-pro sypký mater.	1,5	3	2,8	2,2	2			
-pro kusový mater.	2	4	3,5	2,7	2			
Zdvihadlo	2,5	5	4	3	2,6			
Generátor								
-velký	1		2,8			1,2	1,5	1
-malý	1,5		2,8			1,7	2,5	1,5

Tab. 4. 5 Tabulka k určení činitele rázu

b) kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Rychlost hnací řetězky:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_{11} \cdot n_{VYSTUP}}{60} \quad (4. 22)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0,1543 \cdot 115,2}{60}$$

$$v_1 = 0,93 m \cdot s^{-1}$$

kde  $n_{VYSTUP}$  jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky (viz. bod 4. 9)

$D_{11}$  je roztečný průměr hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 3)

Dovolený měrný tlak v kloubu řetězu:

$$p_D = p_s \cdot \lambda \quad (4.23)$$

$$p_D = 26,39 \cdot 0,87$$

$$p_D = 22,96 \text{ MPa} = 22960 \text{ Pa}$$

kde  $p_s$  je směrný tlak v kloubu (tab. 4. 6)

$\lambda$  je činitel tření (tab. 4. 7)

$v_1$ [m · s <sup>-1</sup> ]	$z_1$				
	17	19	21	23	≥ 25
0,1	31,78	31,98	32,47	32,47	32,88
0,2	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	26,59	27,08	27,57	27,96	28,56
1,0	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05

Tab. 4. 6 Tabulka určení směrného tlaku

A	Převodový poměr $i$				
	1	2	3	5	7
20 : 1	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04
40 : 1	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15
80 : 1	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
160 : 1	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57

Tab. 4. 7 Tabulka určení činitele tření

Měrný tlak v kloubu řetězu:

$$p = \frac{F_1}{S} \quad (4.24)$$

$$p = \frac{12324,1}{631}$$

$$p = 19,5 \text{ MPa} = 19500 \text{ Pa}$$

Kde  $F_1$  je tahová síla

$S$  je plocha kloubu (tab. 4.8)

Řetěz	Plocha kloubu $A$ (mm <sup>2</sup> )			Síly při přetřetí $F_{Pt}$ (kN)			Hmotnost 1 m (kg)		
	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý
05 B	10	—	—	4,4	—	—	0,18	—	—
06 B	28	56	85	8,9	16,9	24,9	0,41	0,78	1,18
08 B	22	—	—	8,0	—	—	0,40	—	—
081	40	—	—	17,8	—	—	0,56	—	—
086	50	100	151	17,8	31,1	44,5	0,75	1,35	2,0
101	51	—	—	22,2	—	—	0,80	—	—
10 B	67	135	202	22,2	44,5	66,7	0,95	1,85	2,8
12 B	89	179	268	28,9	57,8	86,7	1,25	2,5	3,8
14 B	210	421	631	58,0	110,0	165,0	2,75	5,5	8,3
20 B	295	590	885	89,0	178,0	267,0	3,64	7,21	10,8
24 B	554	1 109	1 664	170,0	324,0	485,0	7,12	14,2	21,2
28 B	740	1 481	2 222	200,0	381,0	571,0	9,05	18,0	27,0
32 B	837	1 673	2 510	260,0	495,0	743,0	9,83	19,5	29,2
40 B	1 275	2 550	3 825	380,0	730,0	1 100,0	16,90	33,5	50,2
48 B	2 061	4 123	6 185	600,0	1 140,0	1 700,0	26,00	51,5	77,0

Tab. 4. 8 Tabulka pro určení plochy, síly, hmotnosti válečkových řetězů

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu:

$$p \leq p_D \quad (4. 25)$$

$$19500 \leq 22960$$

VYHOVUJE

#### 4. 11. 5 Stanovení počtu článků a délky řetězu

Počet článků:

Výpočtová hodnota se zaokrouhluje na celé sudé číslo.

$$x = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} \Rightarrow 2 \cdot \frac{20 \cdot t}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{20 \cdot t} \quad (4. 26)$$

$$x = 2 \cdot \frac{20 \cdot 25,4}{25,4} + \frac{19 + 46}{2} + \left( \frac{46 - 19}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{20 \cdot 25,4}$$

$$x = 74$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$z_1$  je počet zubů hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 2)

$z_2$  je počet zubů hnané řetězky (viz. bod 4. 11. 2)

Délka řetězu:

$$L = x \cdot t \quad (4.27)$$

$$L = 74 \cdot 25,4$$

$$L = 1879,6 \text{ mm} \cong 1,9 \text{ m}$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

#### 4. 11. 6 Výpočet skutečné osově vzdálenosti převodu

$$A_{SK} = \frac{t}{8} \cdot \left[ 2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - f \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] \quad (4.28)$$

$$A_{SK} = \frac{25,4}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 74 - 19 - 46 + \sqrt{(2 \cdot 74 - 19 - 46)^2 - 0,8134 \cdot (46 - 19)^2} \right]$$

$$A_{SK} = 515,46 \text{ mm} \cong 0,515 \text{ m}$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$z_1$  je počet zubů hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 2)

$z_2$  je počet zubů hnané řetězky (viz. bod 4. 11. 2)

$X$  je počet článků (viz. bod 4. 11. 5)

$f$  je součinitel (tab. 4. 9)

$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F
12	0,8106	2,9	0,8116	1,37	0,8215	1,19	0,8310
11	0,8106	2,8	0,8118	1,36	0,8219	1,18	0,8318
10	0,8107	2,7	0,8119	1,35	0,8222	1,17	0,8326
9	0,8107	2,6	0,8121	1,34	0,8226	1,16	0,8336
8	0,8107	2,5	0,8123	1,33	0,8230	1,15	0,8346
7	0,8108	2,4	0,8125	1,32	0,8234	1,14	0,8358
6	0,8108	2,3	0,8127	1,31	0,8238	1,13	0,8372
5	0,8109	2,2	0,8130	1,30	0,8243	1,12	0,8387
4,8	0,8109	2,1	0,8134	1,29	0,8248	1,11	0,8405
4,6	0,8109	2,0	0,8138	1,29	0,8253	1,10	0,8425
4,4	0,8110	1,9	0,8143	1,27	0,8258	1,09	0,8448
4,2	0,8110	1,8	0,8150	1,26	0,8264	1,08	0,8474
4	0,8110	1,7	0,8158	1,25	0,8270	1,07	0,8503
3,8	0,8111	1,6	0,8170	1,24	0,8276	1,06	0,8537
3,6	0,8112	1,5	0,8185	1,23	0,8282	1,058	0,8544
3,4	0,8113	1,4	0,8207	1,22	0,8289	1,056	0,8551
3,2	0,8114	1,39	0,8209	1,21	0,8295	1,054	0,8559
3	0,8115	1,38	0,8212	1,20	0,8302	1,052	0,8567

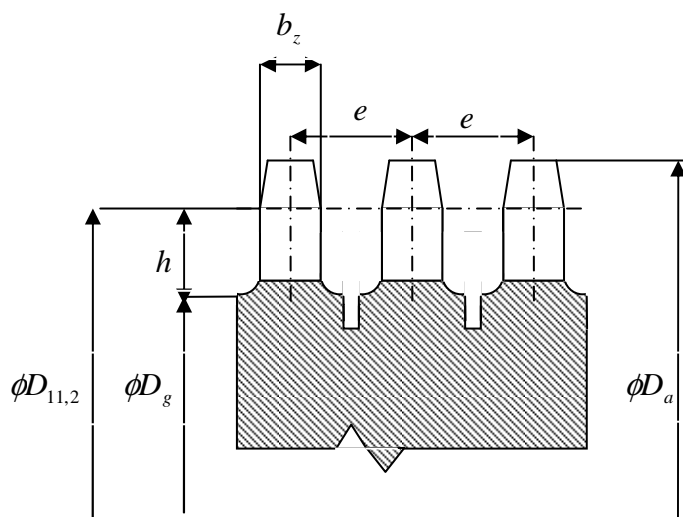
$$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{74 - 19}{46 - 19} = 2,04$$

Tab. 4. 9 Tabulka určení součinitele  $f$

#### 4. 11. 7 Specifikace řetězu

ŘETĚZ 74 ČLÁNKU 16 B-3 ČSN 02 3311.2

#### 4. 11. 8 Návrh hnací a hnané řetězky



Obr. 4. 8 Schéma řetězky

a) návrh hnací řetězky

Roztečný průměr:

viz. bod 4. 11. 3

$$D_{11} = 0,1543m$$

Největší průměr věnce:

$$D_{g1} = D_{11} - 2 \cdot h \Rightarrow D_{11} - 2 \cdot 0,7 \cdot t \quad (4. 29)$$

$$D_{g1} = 0,1543 - 2 \cdot 0,7 \cdot 0,0254$$

$$D_{g1} = 0,1187m$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$D_{11}$  je roztečný průměr hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 3)

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_{11} + 1,25 \cdot t - d_{1_{h10}} \quad (4. 30)$$

$$D_{a1} = 0,1543 + 1,25 \cdot 0,0254 - 0,01588$$

$$D_{a1} = 0,1702m$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$D_{11}$  je roztečný průměr hnací řetězky (viz. bod 4. 11. 3)

$d_{1_{h10}}$  je průměr spojovacího článku řetězu (tab. 4. 10)

Šířka zubu:

$$b_{z_1} = 0,95 \cdot b_1 \quad (4. 31)$$

$$b_{z_1} = 0,95 \cdot 0,01702$$

$$b_{z_1} = 0,0162m$$

kde  $b_1$  je šířka spojovacího článku řetězu (tab. 4. 10)

Rozteč mezi zuby:

Rozteč mezi zuby je dána tabulkovou hodnotou. Tuto hodnotu zjistíme v tabulce 4. 10

$$e = 0,03188m$$

*b) návrh hnané řetězky*

Roztečný průměr:

viz. bod 4. 11. 3

$$D_{12} = 0,3722m$$

Největší průměr věnce:

$$D_{g2} = D_{12} - 2 \cdot h \Rightarrow D_{12} - 2 \cdot 0,7 \cdot t \quad (4. 32)$$

$$D_{g2} = 0,3722 - 2 \cdot 0,7 \cdot 0,0254$$

$$D_{g1} = 0,3366m$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$D_{12}$  je roztečný průměr hnané řetězky (viz. bod 4. 11. 3)



Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a2} = D_{12} + 1,25 \cdot t - d_{1h10} \quad (4.33)$$

$$D_{a1} = 0,3722 + 1,25 \cdot 0,0254 - 0,01588$$

$$D_{a1} = 0,3881m$$

kde  $t$  je rozteč řetězu (tab. 4. 2)

$D_{12}$  je roztečný průměr hnané řetězky (viz. bod 4. 11. 3)

$d_{1h10}$  je průměr spojovacího článku řetězu (tab. 4. 10)

Šířka zubu:

$$b_{z2} = 0,95 \cdot b_1 \quad (4.34)$$

$$b_{z2} = 0,95 \cdot 0,01702$$

$$b_{z2} = 0,0162m$$

Rozteč mezi zuby:

Rozteč mezi zuby je dána tabulkovou hodnotou. Tuto hodnotu zjistíme v tabulce 4. 10

$$e = 0,03188m$$

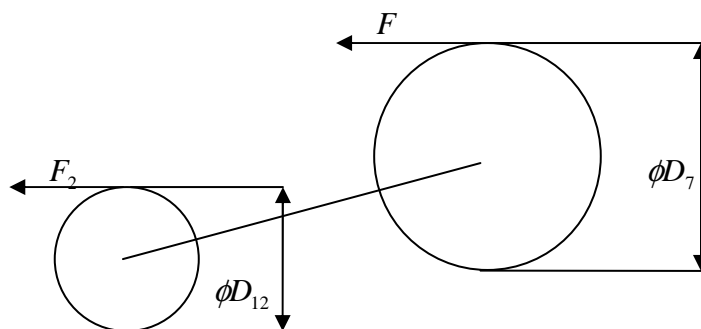
Rozměry v mm

řetěz	$P^t$	$b_1$ min.	$d_1$ h10	$d_2$ h9	$d_3^{1)}$	$b_2$ max.	$b_4$ max.	$b_5$ max.	$b_6$ max.	$b_7$ max.	$e$	$g$ max.	Spojovací článek		
													$d_4$	$s$	$d_5$
05 B	8,00	3,00	5,00	2,31	2,36	4,77	8,6	—	—	3,1	—	7,2	1,60	0,70	—
06 B	9,525	5,72	6,35	3,28	3,33	8,53	13,5	23,8	34,0	3,3	10,24	8,4	2,35	0,80	—
08 I	12,70	3,30	7,75	3,66	3,71	5,80	10,2	—	—	1,5	—	10	2,85	0,80	—
08 B	12,70	5,21	8,51	4,45	4,50	9,00	14,5	—	—	3,9	—	12	3,26	0,85	—
08 B	12,70	7,75	8,51	4,45	4,50	11,45	17,0	31,0	44,9	3,9	13,92	12	3,26	0,85	—
10 I	15,875	6,48	10,16	5,08	5,13	10,15	16,4	—	—	4,1	—	14,8	3,75	1,0	—
10 B	15,875	9,65	10,16	5,08	5,13	13,28	19,6	36,2	52,8	4,1	16,59	14,8	3,75	1,0	—
12 B	19,05	11,68	12,07	5,72	5,77	15,62	22,7	42,2	61,7	4,6	19,46	16,4	4,25	1,0	—
16 B	25,40	17,02	15,88	8,28	8,33	25,45	36,1	68,0	99,9	5,4	31,88	21,08	—	—	2,5
20 B	31,75	19,36	19,85	10,19	10,24	29,01	43,2	79,7	118,0	6,1	36,45	27	—	—	3
24 B	38,10	25,40	25,40	14,63	14,68	38,50	55,0	104,0	152,5	6,6	48,36	36	—	—	4
28 B	44,45	30,99	27,94	15,90	15,95	46,58	67,0	127,5	187,5	7,4	59,56	41	—	—	4
32 B	50,80	30,99	29,2	17,81	17,86	46,10	67,4	126,0	185,0	7,9	58,55	44	—	—	5
40 B	63,50	38,10	39,37	22,89	22,94	55,75	82,6	154,9	227,2	10,2	72,27	60	—	—	5
48 B	76,20	45,72	48,76	29,24	29,29	71,60	102,0	194,0	287,0	10,5	81,21	70	—	—	6

Tab. 4. 10 Tabulka rozměrů článků řetězu



#### 4. 12 Výpočet síly přenášené hnanou řetězkou



Obr. 4. 9 Schéma rozmístění sil na navíječce

$$M_K = M_{\tilde{K}} \Rightarrow F_2 \cdot D_{12} \quad (4. 35)$$

$\Downarrow$

$$F_2 = \frac{M_K}{D_{12}}$$

$$F_2 = \frac{1855,3}{0,3722}$$

$$F_2 = 4984,7 N$$

kde  $D_{12}$  je roztečný průměr hnané řetězky (viz. bod 4. 11. 3)

$M_K$  je krouticí moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

#### 4. 13 Výpočet konce hřídele na straně hnané řetězky

Konec hřídele počítám jen na straně řetězky z důvodu toho, že vím, že na straně bubnu bude hřídel zatížen mnohem větší silou, proto tento vypočtený průměr bude můj nejmenší a pro další rozměry hřídele z něho budu vycházet..

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} \geq \tau_D \quad (4. 36)$$

$$W_K = \frac{M_K}{\tau_D} \Rightarrow \frac{\pi}{16} \cdot d_{MIN}^3 = \frac{M_K}{\tau_D}$$

$$d_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_D}}$$

$$d_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1855,3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}}$$

$$d_{MIN} = 72,3 mm \cong \text{volím } 100 mm = 0,1 m$$

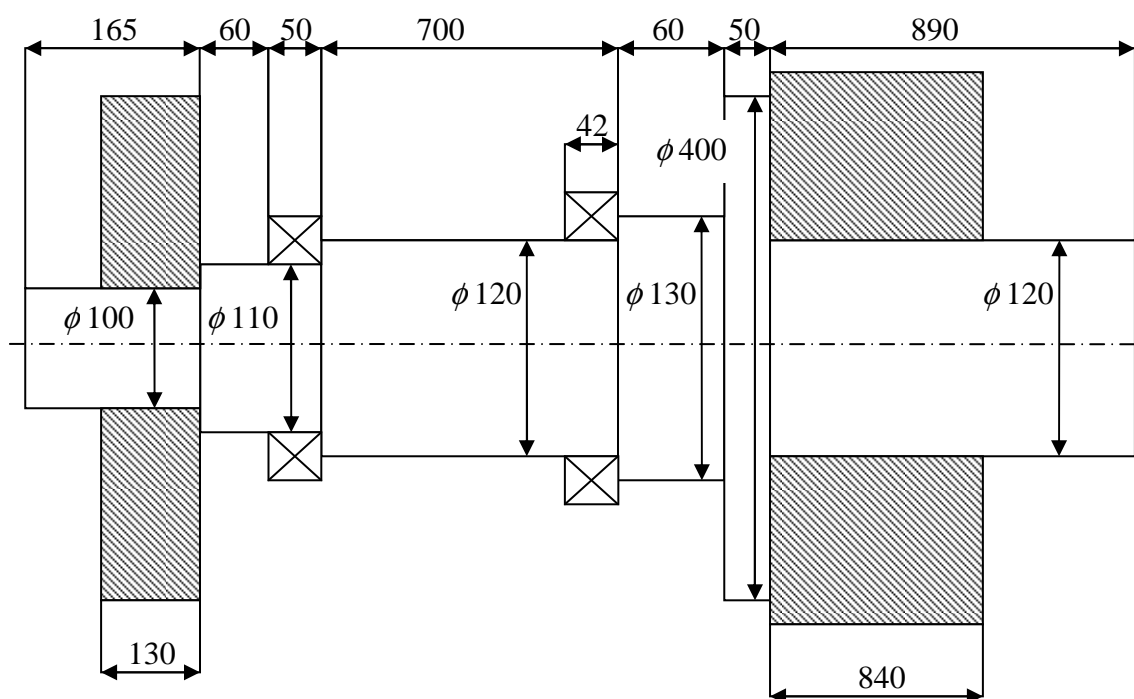
kde  $\tau_D$  je dovolená hodnota v krutu [5]

$M_K$  je krouticí moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

#### 4. 14 Výpočet reakcí v ložiskách

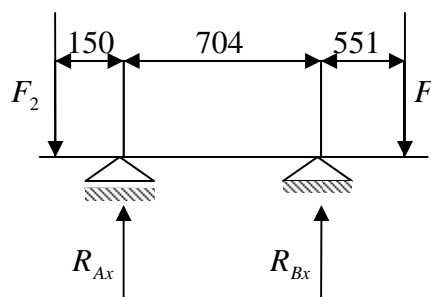
K výpočtů reakcí v ložiskách je třeba znát přesné rozměry a tvar hřídele. Já si tvar hřídele a jeho rozměry navrhnul. Navržený hřídel s jeho rozměry je na obr. 4. 10.

Jelikož síly na hřídel nepůsobí jen v jedné rovině, je potřeba vypočítat reakce ve dvou na sobě kolmých rovinách.



Obr. 4. 10 Obrázek navrženého hřídele a jeho rozměry

Rekce v řezu x-x:



Obr. 4. 11 Schéma sil v řezu x-x

$$\sum F_{x-x} = 0 \quad (4.37)$$

$$-F_2 + R_{Ax} + R_{Bx} - F \Rightarrow R_{Ax} = F_2 + F - R_{Bx}$$

$$R_{Ax} = 4984,7 + 2354,4 - 3135$$

$$R_{Ax} = 4204,1N$$

$$M_{Ax} = 0 \quad (4.38)$$

$$-F_2 \cdot 150 - R_{Bx} \cdot 704 + F \cdot 1255 \Rightarrow R_{Bx} = \frac{-F_2 \cdot 150 + F \cdot 1255}{704}$$

$$R_{Bx} = \frac{-4984,7 \cdot 150 + 2354,4 \cdot 1255}{704}$$

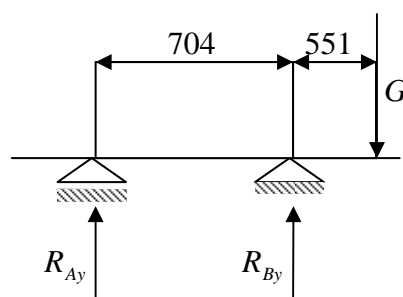
$$R_{Bx} = 3135N$$

kde  $F$  je síla potřebná k navinutí řetězu (viz. bod 4. 4)

$F_2$  je síla přenášená hnanou řetězkou (viz. bod 4. 12)

Kontrola vypočtených reakcí v řezu x-x je provedena v programu Autodesk inventor professional 2009 – design akccelerator (viz. příloha II)

Reakce v řezu y-y:



Obr. 4. 12 Schéma sil v řezu y-y

$$\sum F_{y-y} = 0 \quad (4.39)$$

$$R_{Ay} + R_{By} - G \Rightarrow R_{Ay} = ((m + m_B) \cdot g) - R_{By}$$

$$R_{Ay} = ((2400 + 852) \cdot 9,81) - 56870$$

$$R_{Ay} = -24967,9N$$

$$M_{Ay} = 0 \quad (4.40)$$

$$-R_{By} \cdot 704 + G \cdot 1255 \Rightarrow R_{By} = \frac{((m + m_B) \cdot g) \cdot 1255}{704}$$

$$R_{By} = \frac{((2400 + 852) \cdot 9,81) \cdot 1255}{704}$$

$$R_{By} = 56870 \text{ N}$$

kde  $m$  je hmotnost řetězu (viz. bod 4. 4)

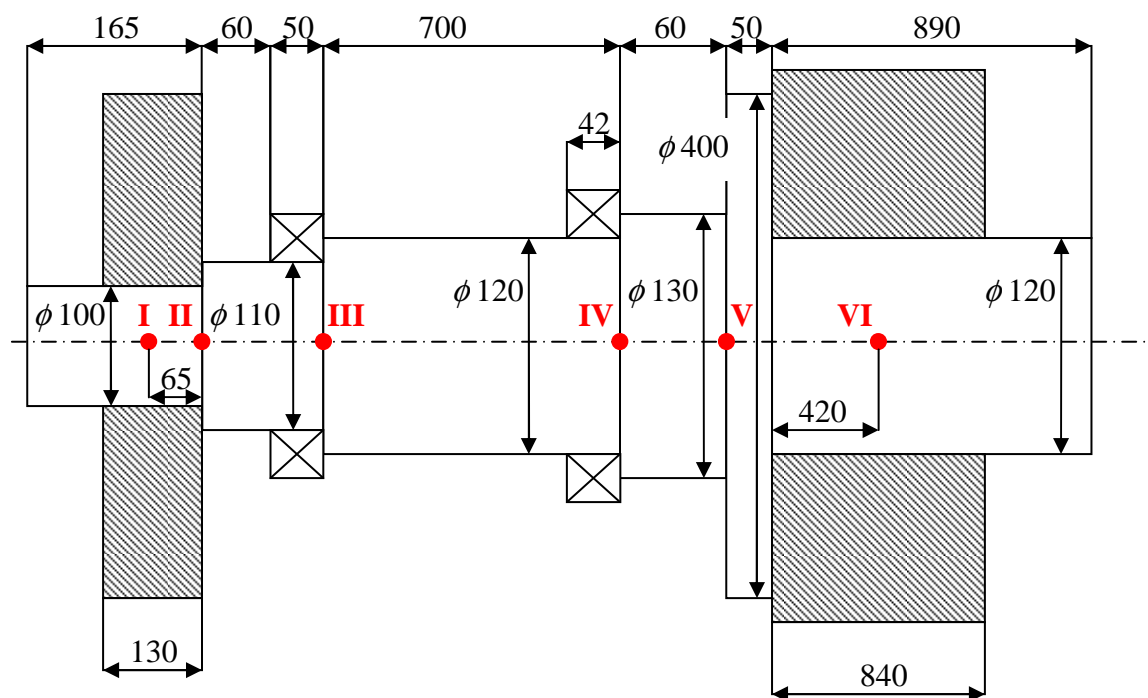
$m_B$  je hmotnost bubnu (viz. příloha I)

$g$  je gravitační zrychlení

Kontrola vypočtených reakcí v řezu y-y je provedena v programu Autodesk inventor professional 2009 – design akccelerator (viz. příloha III)

## 4. 15 Výpočet ohybových momentů

Ohybové momenty počítám ke kritickým místům. Kolik kritických míst, tolik ohybových momentů. Kritických míst na hřídeli jsem určil 6 (obr. 4.13). Jelikož momenty na hřídel nepůsobí jen v jedné rovině, je potřeba vypočítat momenty ve dvou na sobě kolmých rovinách a pak určit jejich výslednice.



Obr. 4. 13 Obrázek navrženého hřídele a jeho rozměry s kritickými místy

Ohybové momenty v řezu x-x:

$$M_{OIx} = -F \cdot 1405 + R_{Bx} \cdot 854 + R_{Ax} \cdot 150 \quad (4.41)$$

$$M_{OIx} = -2354,4 \cdot 1405 + 3135 \cdot 854 + 4204,1 \cdot 150$$

$$M_{OIx} = -27 N \cdot mm = -0,027 N \cdot m$$

$$M_{OIIx} = -F_2 \cdot 65$$

$$M_{OIIx} = -4984,7 \cdot 65$$

$$M_{OIIx} = -324005,5 N \cdot mm = -324 N \cdot m$$

$$M_{OIIIx} = -F_2 \cdot 175$$

$$M_{OIIIx} = -4984,7 \cdot 175$$

$$M_{OIIIx} = -872322,5 N \cdot mm = -872,3 N \cdot m$$

$$M_{OIVx} = -F \cdot 530$$

$$M_{OIVx} = -2354,4 \cdot 530$$

$$M_{OIVx} = -1247832 N \cdot mm = -1247,8 N \cdot m$$

$$M_{OVx} = -F \cdot 470$$

$$M_{OVx} = -2354,4 \cdot 470$$

$$M_{OVx} = -1106568 N \cdot mm = -1106,6 N \cdot m$$

$$M_{OVIx} = -F_2 \cdot 1405 + R_{Ax} \cdot 1255 + R_{Bx} \cdot 551$$

$$M_{OVIx} = -4984,7 \cdot 1405 + 4204,1 \cdot 1255 + 3135 \cdot 551$$

$$M_{OVIx} = 27 N \cdot mm = 0,027 N \cdot m$$

kde  $F$  je síla potřebná k navinutí řetězu (viz. bod 4. 4)

$F_2$  je síla přenášená hnanou řetězkou (viz. bod 4. 12)

$R_{Ax}$  je reakce v řezu x-x (viz. bod 4. 14)

$R_{Bx}$  je reakce v řezu x-x (viz. bod 4. 14)

Kontrola vypočtených momentů v řezu x-x je provedena v programu Autodesk inventor professional 2009 – design akccelerator (viz. příloha IV)

Ohybové momenty v řezu y-y:

$$M_{OIy} = -((m + m_B) \cdot g) \cdot 1405 + R_{By} \cdot 854 + R_{Ay} \cdot 150 \quad (4.42)$$

$$M_{OIy} = -((2400 + 852) \cdot 9,81) \cdot 1405 + 56870 \cdot 854 + (-24967,9 \cdot 150)$$

$$M_{OIy} = -683,6 N \cdot mm = -0,6836 N \cdot m$$

$$M_{oIIy} = -((m + m_B) \cdot g) \cdot 1340 + R_{By} \cdot 789 + R_{Ay} \cdot 85$$

$$M_{oIIy} = -((2400 + 852) \cdot 9,81) \cdot 1340 + 56870 \cdot 789 + (-24967,9 \cdot 85)$$

$$M_{oIIy} = -682,3N \cdot mm = -0,6823N \cdot m$$

$$M_{oIIIy} = R_{Ay} \cdot 25$$

$$M_{oIIIy} = -24967,9 \cdot 25$$

$$M_{oIIIy} = -624197,5N \cdot mm = -624,2N \cdot m$$

$$M_{oIVy} = -((m + m_B) \cdot g) \cdot 530$$

$$M_{oIVy} = -((2400 + 852) \cdot 9,81) \cdot 530$$

$$M_{oIVy} = -16908123,6N \cdot mm = -16908,1N \cdot m$$

$$M_{oVy} = -((m + m_B) \cdot g) \cdot 470$$

$$M_{oVy} = -((2400 + 852) \cdot 9,81) \cdot 470$$

$$M_{oVy} = -14993996,4N \cdot mm = -14994N \cdot m$$

$$M_{oVIy} = R_{Ay} \cdot 1255 + R_{By} \cdot 551$$

$$M_{oVIy} = -24967,9 \cdot 1255 + 56870 \cdot 551$$

$$M_{oVIy} = 655,5N \cdot mm = 0,6555N \cdot m$$

kde  $m$  je hmotnost řetězu (viz. bod 4. 4)  
 $m_B$  je hmotnost bubnu (hodnota odečten v inventoru (viz. příloha buben)  
 $g$  je gravitační zrychlení  
 $R_{Ay}$  je reakce v řezu y-y (viz. bod 4. 14)  
 $R_{By}$  je reakce v řezu y-y (viz. bod 4. 14)

Kontrola vypočtených momentů v řezu y-y je provedena v programu Autodesk inventor professional 2009 – design akccelerator (viz. příloha V)

Výsledné ohybové momenty:

$$M_{oI} = \sqrt{Mo_{Ix}^2 + Mo_{Iy}^2} \quad (4. 43)$$

$$M_{oI} = \sqrt{(-0,027)^2 + (-0,6836)^2}$$

$$M_{oI} = 0,68N \cdot m$$

$$M_{oII} = \sqrt{Mo_{IIx}^2 + Mo_{IIy}^2}$$

$$M_{oII} = \sqrt{(-324)^2 + (-0,6823)^2}$$

$$M_{oII} = 324N \cdot m$$

$$M_{oIII} = \sqrt{Mo_{IIIx}^2 + Mo_{IIIy}^2}$$

$$M_{oIII} = \sqrt{(-872,3)^2 + (-624,2)^2}$$

$$M_{oIII} = 1072,6 N \cdot m$$

$$M_{oIV} = \sqrt{Mo_{IVx}^2 + Mo_{IVy}^2}$$

$$M_{oIV} = \sqrt{(-1247,8)^2 + (-16908,1)^2}$$

$$M_{oIV} = 16954,1 N \cdot m$$

$$M_{oV} = \sqrt{Mo_{Vx}^2 + Mo_{Vy}^2}$$

$$M_{oV} = \sqrt{(-1106,6)^2 + (-14994)^2}$$

$$M_{oV} = 15034,8 N \cdot m$$

$$M_{oVI} = \sqrt{Mo_{VIx}^2 + Mo_{VIy}^2}$$

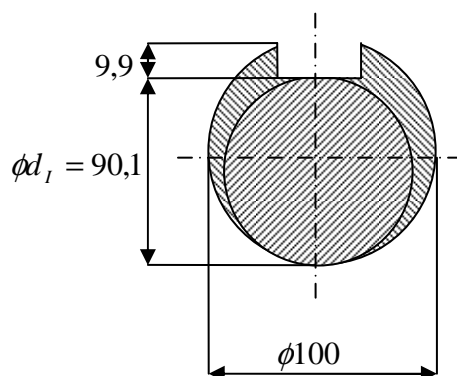
$$M_{oVI} = \sqrt{0,027^2 + 0,6555^2}$$

$$M_{oVI} = 0,66 N \cdot m$$

#### 4. 16 Statická kontrola hřídele

Statická kontrola se provádí v každém z kritických míst. Tolik, kolik je kritických míst, tolik je statických kontrol. Tudíž každému kritickému místu přísluší jeho vlastní statická kontrola. Volím materiál hřídele 13 240.6 (  $R_e = 540 MPa$ ,  $R_m = 930 MPa$  )

a) statická kontrola v místě I.



Obr. 4. 14 Řez hřídelí v kritickém místě I

Modul odporu průřezu v krutu:

$$W_{KI} = \frac{\pi \cdot d_I^3}{16} \quad (4.44)$$

$$W_{KI} = \frac{\pi \cdot 90,1^3}{16}$$

$$W_{KI} = 143616,5 \text{ mm}^3$$

kde  $d_I$  je průměr řezu pod drážkou pro pero v kritickém místě I.

Smykové napětí:

$$\tau_I = \frac{M_K}{W_{KI}} \quad (4.45)$$

$$\tau_I = \frac{1855,3 \cdot 10^3}{143616,5}$$

$$\tau_I = 12,9 \text{ MPa}$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$W_{KI}$  je modul odporu průřezu v krutu v kritickém místě I

Modul odporu průřezu v ohybu:

$$W_{OI} = \frac{\pi \cdot d_I^3}{32} \quad (4.46)$$

$$W_{OI} = \frac{\pi \cdot 90,1^3}{32}$$

$$W_{OI} = 71808,2 \text{ mm}^3$$

kde  $d_I$  je průměr řezu pod drážkou pro pero v kritickém místě I.

Normálové napětí:

$$\sigma_I = \frac{M_{OI}}{W_{OI}} \quad (4.47)$$

$$\sigma_I = \frac{0,68 \cdot 10^3}{71808,2}$$

$$\sigma_I = 0,01 \text{ MPa}$$

kde  $M_{OI}$  je ohybový moment v kritickém místě I (viz. bod 4.15)

$W_{OI}$  je modul odporu průřezu v ohybu v kritickém místě I.



Redukované napětí:

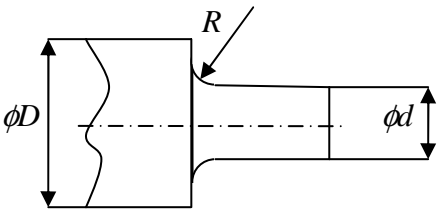
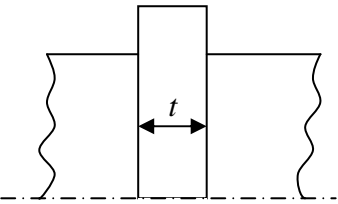
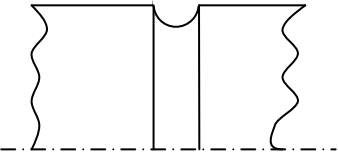
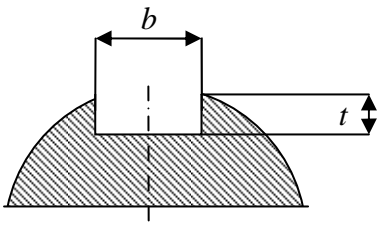
$$\begin{aligned}\sigma_{redI} &= \sqrt{(\sigma_I \cdot \alpha\sigma_I)^2 + 3 \cdot (\tau_I \cdot \alpha k_I)^2} \\ \sigma_{redI} &= \sqrt{(0,01 \cdot 1,7)^2 + 3 \cdot (12,9 \cdot 3)^2} \\ \sigma_{redI} &= 67 MPa\end{aligned}\tag{4. 48}$$

kde  $\sigma_I$  je normálové napětí v kritickém místě I

$\tau_I$  je smykové napětí v kritickém místě I

$\alpha\sigma_I$  je součinitel koncentrace napětí v ohybu v kritickém místě I (viz. tab. 4.11)

$\alpha k_I$  je součinitel koncentrace napětí v krutu v kritickém místě I (viz. tab. 4.11)

Zobrazení	Součinitele
<p>1. změna průřezu</p> 	$\alpha_k = (1,2 \text{ až } 2,5)$ $\alpha_o = (1,2 \text{ až } 3)$
<p>2. nákržek</p> 	$\alpha_k = ((1,2 \text{ až } 2,5) - 1) \cdot (0,5 \text{ až } 0,95) + 1$ $\alpha_o = ((1,2 \text{ až } 3) - 1) \cdot (0,5 \text{ až } 0,95) + 1$
<p>3. drážka</p> 	$\alpha_k = (1,2 \text{ až } 3)$ $\alpha_o = (1,2 \text{ až } 3)$
<p>4. drážka pro pero</p> 	$\alpha_k = (1,7 \text{ až } 5)$ $\alpha_o = (1,2 \text{ až } 2)$
<p>5. drážkovaný hřídel</p>	$\alpha_k = (2 \text{ až } 5)$ $\alpha_o \dots \text{nelze určit}$

Tab. 4. 11 Tabulka koncentrátorů napětí

Statická bezpečnost:

$$k_{shI} = \frac{R_e}{\sigma_{redI}} \quad (4.49)$$

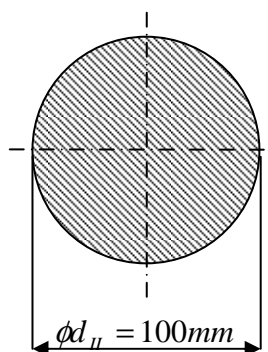
$$k_{shI} = \frac{540}{67}$$

$$k_{shI} = 8$$

kde  $\sigma_{redI}$  je redukované napětí v kritickém místě I

$R_e$  je mez kluzu materiálu hřídele

b) statické kontrola v místě II.



Obr. 4. 15 Řez hřídelí v kritické místě II

Modul odporu průřezu v krutu:

$$W_{KII} = \frac{\pi \cdot d_{II}^3}{16}$$

$$W_{KII} = \frac{\pi \cdot 100^3}{16}$$

$$W_{KII} = 196349,5 \text{ mm}^3$$

kde  $d_{II}$  je průměr řezu v kritickém místě II.

Smykové napětí:

$$\tau_{II} = \frac{M_K}{W_{KII}}$$

$$\tau_{II} = \frac{1855,3 \cdot 10^3}{196349,5}$$

$$\tau_{II} = 9,5 \text{ MPa}$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$W_{KII}$  je modul odporu průřezu v krutu v kritickém místě II

Modul odporu průřezu v ohybu:

$$W_{OII} = \frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}$$

$$W_{OII} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32}$$

$$W_{OII} = 98174,8 \text{ mm}^3$$

kde  $d_{II}$  je průměr řezu v kritickém místě II.

Normálové napětí:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{OII}}{W_{OII}}$$

$$\sigma_{II} = \frac{324 \cdot 10^3}{98174,8}$$

$$\sigma_{II} = 3,3 \text{ MPa}$$

kde  $M_{OII}$  je ohybový moment v kritickém místě II (viz. bod 4.15)

$W_{OII}$  je modul odporu průřezu v ohybu v kritickém místě II.

Redukované napětí:

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{(\sigma_{II} \cdot \alpha_{OII})^2 + 3 \cdot (\tau_{II} \cdot \alpha_{KII})^2}$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{(3,3 \cdot 1,3)^2 + 3 \cdot (9,5 \cdot 1,2)^2}$$

$$\sigma_{redIII} = 20,2 \text{ MPa}$$

kde  $\sigma_{II}$  je normálové napětí v kritickém místě II

$\tau_{II}$  je smykové napětí v kritickém místě II

$\alpha_{OII}$  je součinitel koncentrace napětí v ohybu v kritickém místě II (viz. tab. 4.11)

$\alpha_{KII}$  je součinitel koncentrace napětí v krutu v kritickém místě II (viz. tab. 4.11)

Statická bezpečnost:

$$k_{shII} = \frac{R_e}{\sigma_{redII}}$$

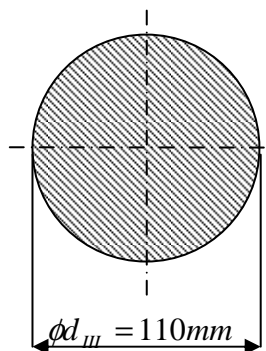
$$k_{shII} = \frac{540}{20,2}$$

$$k_{shII} = 26,7$$

kde  $\sigma_{redII}$  je redukované napětí v kritickém místě II

$R_e$  je mez kluzu materiálu hřídele

c) statická kontrola v místě III.



Obr. 4. 16 Řez hřídelí v kritické místě III

Modul odporu průřezu v krutu:

$$W_{kIII} = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{16}$$

$$W_{kIII} = \frac{\pi \cdot 110^3}{16}$$

$$W_{kIII} = 261341,2 \text{ mm}^3$$

kde  $d_{III}$  je průměr řezu v kritickém místě III.

Smykové napětí:

$$\tau_{III} = \frac{M_K}{W_{KIII}}$$
$$\tau_{III} = \frac{1855,3 \cdot 10^3}{261341,2}$$
$$\tau_{III} = 7 \text{ MPa}$$

kde  $M_K$  je krouticí moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)  
 $W_{KIII}$  je modul odporu průřezu v krutu v kritickém místě III

Modul odporu průřezu v ohybu:

$$W_{oIII} = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}$$
$$W_{oIII} = \frac{\pi \cdot 110^3}{32}$$
$$W_{oIII} = 130670,6 \text{ mm}^3$$

kde  $d_{III}$  je průměr řezu v kritickém místě III.

Normálové napětí:

$$\sigma_{III} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}}$$
$$\sigma_{III} = \frac{1072,6 \cdot 10^3}{130670,6}$$
$$\sigma_{III} = 8,2 \text{ MPa}$$

kde  $M_{oIII}$  je ohybový moment v kritickém místě III (viz. bod 4.15)  
 $W_{oIII}$  je modul odporu průřezu v ohybu v kritickém místě III.

Redukované napětí:

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{(\sigma_{III} \cdot \alpha_{\sigma III})^2 + 3 \cdot (\tau_{III} \cdot \alpha_{\tau III})^2}$$
$$\sigma_{redIII} = \sqrt{(8,2 \cdot 1,3)^2 + 3 \cdot (7 \cdot 1,2)^2}$$
$$\sigma_{redIII} = 18 \text{ MPa}$$

kde  $\sigma_{III}$  je normálové napětí v kritickém místě III

$\tau_{III}$  je smykové napětí v kritickém místě III

$\alpha_{oIII}$  je součinitel koncentrace napětí v ohybu v kritickém místě III (viz. tab. 4.11)

$\alpha_k$  je součinitel koncentrace napětí v krutu v kritickém místě III (viz. tab. 4.11)

Statická bezpečnost:

$$k_{shIII} = \frac{R_e}{\sigma_{redIII}}$$

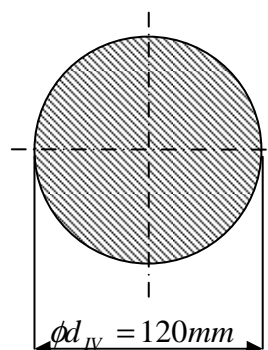
$$k_{shIII} = \frac{540}{18}$$

$$k_{shIII} = 30$$

kde  $\sigma_{redIII}$  je redukované napětí v kritickém místě III

$R_e$  je mez kluzu materiálu hřídele

d) statická kontrola v místě IV.



Obr. 4. 17 Řez hřídelí v kritické místě IV

Modul odporu průřezu v krutu:

$$W_{KIV} = \frac{\pi \cdot d_{IV}^3}{16}$$

$$W_{KIV} = \frac{\pi \cdot 120^3}{16}$$

$$W_{KIV} = 339292 \text{ mm}^3$$

kde  $d_{IV}$  je průměr řezu v kritickém místě IV.

Smykové napětí:

$$\tau_{IV} = \frac{M_K}{W_{KIV}}$$
$$\tau_{IV} = \frac{1855,3 \cdot 10^3}{339292}$$
$$\tau_{IV} = 5,5 MPa$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)  
 $W_{KIV}$  je modul odporu průřezu v krutu v kritickém místě IV

Modul odporu průřezu v ohybu:

$$W_{OIV} = \frac{\pi \cdot d_{IV}^3}{32}$$
$$W_{OIV} = \frac{\pi \cdot 120^3}{32}$$
$$W_{OIV} = 169646 mm^3$$

kde  $d_{IV}$  je průměr řezu v kritickém místě IV.

Normálové napětí:

$$\sigma_{IV} = \frac{M_{OIV}}{W_{OIV}}$$
$$\sigma_{IV} = \frac{16954,1 \cdot 10^3}{169646}$$
$$\sigma_{IV} = 99,9 MPa$$

kde  $M_{OIV}$  je ohybový moment v kritickém místě IV (viz. bod 4.15)  
 $W_{OIV}$  je modul odporu průřezu v ohybu v kritickém místě IV.

Redukované napětí:

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{(\sigma_{IV} \cdot \alpha_{OIV})^2 + 3 \cdot (\tau_{IV} \cdot \alpha_{KIV})^2}$$
$$\sigma_{redIV} = \sqrt{(99,9 \cdot 1,3)^2 + 3 \cdot (5,5 \cdot 1,2)^2}$$
$$\sigma_{redIV} = 130,4 MPa$$



kde  $\sigma_{IV}$  je normálové napětí v kritickém místě IV

$\tau_{IV}$  je smykové napětí v kritickém místě IV

$\alpha_{oIV}$  je součinitel koncentrace napětí v ohybu v kritickém místě IV (viz. tab. 4.11)

$\alpha k_{IV}$  je součinitel koncentrace napětí v krutu v kritickém místě IV (viz. tab. 4.11)

Statická bezpečnost:

$$k_{shIV} = \frac{R_e}{\sigma_{redIV}}$$

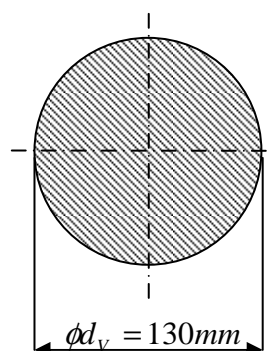
$$k_{shIV} = \frac{540}{130,4}$$

$$k_{shIV} = 4,1$$

kde  $\sigma_{redIV}$  je redukované napětí v kritickém místě IV

$R_e$  je mez kluzu materiálu hřídele

e) statická kontrola v místě V



Obr. 4. 18 Řez hřídelí v kritické místě V

Modul odporu průřezu v krutu:

$$W_{KV} = \frac{\pi \cdot d_V^3}{16}$$

$$W_{KV} = \frac{\pi \cdot 130^3}{16}$$

$$W_{KV} = 431379,9 \text{ mm}^3$$

kde  $d_V$  je průměr řezu v kritickém místě V

Smykové napětí:

$$\tau_v = \frac{M_K}{W_{KV}}$$
$$\tau_v = \frac{1855,3 \cdot 10^3}{431379,9}$$
$$\tau_v = 4,3 \text{ MPa}$$

kde  $M_K$  je krouticí moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)  
 $W_{KV}$  je modul odporu průřezu v krutu v kritickém místě V

Modul odporu průřezu v ohybu:

$$W_{oV} = \frac{\pi \cdot d_v^3}{32}$$
$$W_{oV} = \frac{\pi \cdot 130^3}{32}$$
$$W_{oV} = 215690 \text{ mm}^3$$

kde  $d_v$  je průměr řezu v kritickém místě V

Normálové napětí:

$$\sigma_v = \frac{M_{oV}}{W_{oV}}$$
$$\sigma_v = \frac{15034,8 \cdot 10^3}{215690}$$
$$\sigma_v = 69,7 \text{ MPa}$$

kde  $M_{oV}$  je ohybový moment v kritickém místě V (viz. bod 4.15)  
 $W_{oV}$  je modul odporu průřezu v ohybu v kritickém místě V.

Redukované napětí:

$$\sigma_{redV} = \sqrt{(\sigma_v \cdot \alpha o_v)^2 + 3 \cdot (\tau_v \cdot \alpha k_v)^2}$$
$$\sigma_{redV} = \sqrt{(69,7 \cdot 1,3)^2 + 3 \cdot (4,3 \cdot 1,2)^2}$$
$$\sigma_{redV} = 91 \text{ MPa}$$

kde  $\sigma_V$  je normálové napětí v kritickém místě V

$\tau_V$  je smykové napětí v kritickém místě V

$\alpha_{oV}$  je součinitel koncentrace napětí v ohybu v kritickém místě V (viz. tab. 4.11)

$\alpha_{kV}$  je součinitel koncentrace napětí v krutu v kritickém místě V (viz. tab. 4.11)

Statická bezpečnost:

$$k_{shV} = \frac{R_e}{\sigma_{redV}}$$

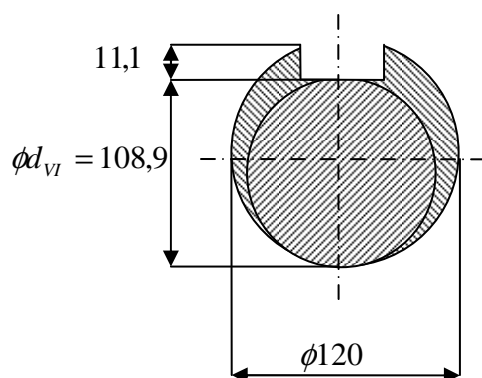
$$k_{shV} = \frac{540}{91}$$

$$k_{shV} = 5,9$$

kde  $\sigma_{redV}$  je redukované napětí v kritickém místě V

$R_e$  je mez kluzu materiálu hřídele

f) statická kontrola v místě VI



Obr. 4. 19 Řez hřídelí v kritickém místě VI

Modul odporu průřezu v krutu:

$$W_{KVI} = \frac{\pi \cdot d_{VI}^3}{16}$$

$$W_{KVI} = \frac{\pi \cdot 108,9^3}{16}$$

$$W_{KVI} = 253579,1 \text{ mm}^3$$

kde  $d_{VI}$  je průměr řezu v kritickém místě VI

Smykové napětí:

$$\tau_{VI} = \frac{M_K}{W_{KVI}}$$
$$\tau_{VI} = \frac{1855,3 \cdot 10^3}{253579,1}$$
$$\tau_{VI} = 7,3 MPa$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)  
 $W_{KVI}$  je modul odporu průřezu v krutu v kritickém místě VI

Modul odporu průřezu v ohybu:

$$W_{OVI} = \frac{\pi \cdot d_{VI}^3}{32}$$
$$W_{OVI} = \frac{\pi \cdot 108,9^3}{32}$$
$$W_{OVI} = 126789,6 mm^3$$

kde  $d_{VI}$  je průměr řezu v kritickém místě VI

Normálové napětí:

$$\sigma_{VI} = \frac{M_{OVI}}{W_{OVI}}$$
$$\sigma_{VI} = \frac{0,66 \cdot 10^3}{126789,6}$$
$$\sigma_{VI} = 0,01 MPa$$

kde  $M_{OVI}$  je ohybový moment v kritickém místě VI (viz. bod 4.15)  
 $W_{OVI}$  je modul odporu průřezu v ohybu v kritickém místě VI

Redukované napětí:

$$\sigma_{redVI} = \sqrt{(\sigma_{VI} \cdot \alpha_{\sigma_{VI}})^2 + 3 \cdot (\tau_{VI} \cdot \alpha_{\tau_{VI}})^2}$$
$$\sigma_{redVI} = \sqrt{(0,01 \cdot 1,7)^2 + 3 \cdot (7,3 \cdot 3)^2}$$
$$\sigma_{redVI} = 37,9 MPa$$

kde  $\sigma_{VI}$  je normálové napětí v kritickém místě VI

$\tau_{VI}$  je smykové napětí v kritickém místě VI

$\alpha_{oVI}$  je součinitel koncentrace napětí v ohybu v kritickém místě VI (viz. tab. 4.11)

$\alpha_{kVI}$  je součinitel koncentrace napětí v krutu v kritickém místě VI (viz. tab. 4.11)

Statická bezpečnost:

$$k_{shVI} = \frac{R_e}{\sigma_{redVI}}$$

$$k_{shVI} = \frac{540}{37,9}$$

$$k_{shVI} = 14,2$$

kde  $\sigma_{redVI}$  je redukované napětí v kritickém místě VI

$R_e$  je mez kluzu materiálu hřídele

#### 4.17 Kontrola deformací hřídele

Nedílnou součástí statické kontroly je kontrola deformací hřídele, které mají nepříznivý vliv na funkci nasazených ložisek, kol a jejich spojení s hřídelí.

*Kontrola torzní deformace hřídele:*

Celkové zkroucení musí vyhovovat podmínce  $\varphi \leq \varphi_{DOV}$

Polární moment setrvačnosti průřezu:

Polárních momentů je tolik, kolik je zkrucovaných úseků. V mém případě má hřídel 6 zkrucovaných úseku, protože je po celé své délce namáhaná na zkrut. Tudíž má i 6 polárních momentů.

$$J_{P1} = \frac{\pi \cdot d_{II}^4}{32} \tag{4. 50}$$

$$J_{P1} = \frac{\pi \cdot 100^4}{32}$$

$$J_{P1} = 9817477 \text{ mm}^4 = 0,000009817 \text{ m}^4$$

kde  $d_{II}$  je průměr hřídele v useku 1 (obr. 4. 10)

$$J_{P2} = \frac{\pi \cdot d_{III}}{32}$$

$$J_{P2} = \frac{\pi \cdot 110^4}{32}$$

$$J_{P2} = 14373768,1 \text{ mm}^4 = 0,000014373 \text{ m}^4$$

kde  $d_{III}$  je průměr hřídele v useku 2 (obr. 4. 10)

$$J_{P3} = \frac{\pi \cdot d_{IV}}{32}$$

$$J_{P3} = \frac{\pi \cdot 120^4}{32}$$

$$J_{P3} = 20357520,4 \text{ mm}^4 = 0,000020357 \text{ m}^4$$

kde  $d_{IV}$  je průměr hřídele v useku 3 (obr. 4. 10)

$$J_{P4} = \frac{\pi \cdot d_V}{32}$$

$$J_{P4} = \frac{\pi \cdot 130^4}{32}$$

$$J_{P4} = 280039696,2 \text{ mm}^4 = 0,000028039 \text{ m}^4$$

kde  $d_V$  je průměr hřídele v useku 4 (obr. 4. 10)

$$J_{P5} = \frac{\pi \cdot d_{VII}}{32}$$

$$J_{P5} = \frac{\pi \cdot 400^4}{32}$$

$$J_{P5} = 2513274123 \text{ mm}^4 = 0,002513274 \text{ m}^4$$

kde  $d_{VII}$  je průměr hřídele v useku 5 (obr. 4. 10)

$$J_{P6} = \frac{\pi \cdot d_{VI}}{32}$$

$$J_{P6} = \frac{\pi \cdot 120^4}{32}$$

$$J_{P6} = 20357520,4 \text{ mm}^4 = 0,000020357 \text{ m}^4$$

kde  $d_{VI}$  je průměr hřídele v useku 6 (obr. 4. 10)

Úhel zkroucení jednotlivých úseku:

$$\varphi_1 = K \cdot M_K \cdot \frac{l_{h1}}{G \cdot J_{P1}} \quad (4. 51)$$

$$\varphi_1 = 1,5 \cdot 1855,3 \cdot \frac{0,065}{81000 \cdot 10^6 \cdot 0,000009817}$$

$$\varphi_1 = 0,00023rad$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$K$  je součinitel přetížení [5]

$G$  je modul pružnosti ve smyku (pro ocel je 81000Mpa)

$l_{h1}$  je délka úseku 1

$J_{P1}$  je polární moment setrvačnosti průřezu úseku 1

$$\varphi_2 = K \cdot M_K \cdot \frac{l_{h2}}{G \cdot J_{P2}}$$

$$\varphi_2 = 1,5 \cdot 1855,3 \cdot \frac{0,11}{81000 \cdot 10^6 \cdot 0,000014373}$$

$$\varphi_2 = 0,00026rad$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$K$  je součinitel přetížení [5]

$G$  je modul pružnosti ve smyku (pro ocel je 81000Mpa)

$l_{h2}$  je délka úseku 2

$J_{P2}$  je polární moment setrvačnosti průřezu úseku 2

$$\varphi_3 = K \cdot M_K \cdot \frac{l_{h3}}{G \cdot J_{P3}}$$

$$\varphi_3 = 1,5 \cdot 1855,3 \cdot \frac{0,7}{81000 \cdot 10^6 \cdot 0,000020357}$$

$$\varphi_3 = 0,00118rad$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$K$  je součinitel přetížení [4]

$G$  je modul pružnosti ve smyku (pro ocel je 81000Mpa)

$l_{h3}$  je délka úseku 3

$J_{P3}$  je polární moment setrvačnosti průřezu úseku 3

$$\varphi_4 = K \cdot M_K \cdot \frac{l_{h4}}{G \cdot J_{P4}}$$

$$\varphi_4 = 1,5 \cdot 1855,3 \cdot \frac{0,06}{81000 \cdot 10^6 \cdot 0,000028039}$$

$$\varphi_4 = 0,000074 \text{ rad}$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$K$  je součinitel přetížení [5]

$G$  je modul pružnosti ve smyku (pro ocel je 81000Mpa)

$l_{h4}$  je délka úseku 4

$J_{P4}$  je polární moment setrvačnosti průřezu úseku 4

$$\varphi_5 = K \cdot M_K \cdot \frac{l_{h5}}{G \cdot J_{P5}}$$

$$\varphi_5 = 1,5 \cdot 1855,3 \cdot \frac{0,05}{81000 \cdot 10^6 \cdot 0,002513274}$$

$$\varphi_5 = 0,0000007 \text{ rad}$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$K$  je součinitel přetížení [5]

$G$  je modul pružnosti ve smyku (pro ocel je 81000Mpa)

$l_{h5}$  je délka úseku 5

$J_{P5}$  je polární moment setrvačnosti průřezu úseku 5

$$\varphi_6 = K \cdot M_K \cdot \frac{l_{h6}}{G \cdot J_{P6}}$$

$$\varphi_6 = 1,5 \cdot 1855,3 \cdot \frac{0,42}{81000 \cdot 10^6 \cdot 0,000020357}$$

$$\varphi_6 = 0,00071 \text{ rad}$$

kde  $M_K$  je kroutící moment bubnu na nejvyšší vrstvě navinutí (viz. bod 4. 5)

$K$  je součinitel přetížení [5]

$G$  je modul pružnosti ve smyku (pro ocel je 81000Mpa)

$l_{h6}$  je délka úseku 6

$J_{P6}$  je polární moment setrvačnosti průřezu úseku 6

Úhel zkroucení:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \varphi_5 + \varphi_6 \quad (4. 52)$$

$$\varphi = 0,00023 + 0,00026 + 0,00118 + 0,000074 + 0,0000007 + 0,00071$$

$$\varphi = 0,0025 \text{ rad}$$



kde  $\varphi_1$  úhel zkroucení úseku 1  
 $\varphi_2$  úhel zkroucení úseku 2  
 $\varphi_3$  úhel zkroucení úseku 3  
 $\varphi_4$  úhel zkroucení úseku 4  
 $\varphi_5$  úhel zkroucení úseku 5  
 $\varphi_6$  úhel zkroucení úseku 6

Dovolený úhel zkroucení:

$$\varphi_{DOV} = 0,25rad \quad (4. 53)$$

Kontrola torzní deformace hřídele:

$$\begin{aligned} \varphi &\leq \varphi_{DOV} \\ 0,0025 &\leq 0,25 \\ \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (4. 54)$$

kde  $\varphi$  je úhel zkroucení  
 $\varphi_{DOV}$  je dovolený úhel zkroucení

## 4. 18 Dynamická kontrola hřídele

Dynamická kontrola se provádí jen jedna a to v kritickém místě, v kterém vyšla nejmenší statická bezpečnost.

Určení nejmenší statické bezpečnosti:

$$\begin{aligned} k_{ShI} &= 8 \\ k_{ShII} &= 26,7 \\ k_{ShIII} &= 30 \\ k_{ShIV} &= 4,1 \\ k_{ShV} &= 5,9 \\ k_{ShVI} &= 14,2 \end{aligned}$$

$$k_{ShIV} < k_{ShV} < k_{ShI} < k_{ShVI} < k_{ShII} < k_{ShIII} \quad (4. 55)$$

Místo s nejmenší statickou bezpečností je kritické místo IV. Tudíž dynamická kontrola je prováděna ke kritickému místu IV.

Součinitel pevnostní hypotézy podle Gesta:

$$s^* = \frac{2-\nu}{1-\nu} \quad (4.56)$$

$$s^* = \frac{2-0,3}{1-0,3}$$

$$s^* = 2,43$$

kde  $\nu$  je Poissonova konstanta (pro ocel v pružném stavu je 0,3)

Fiktivní poloměr vrubu:

$$R_F = R + s^* \cdot \rho^* \quad (4.57)$$

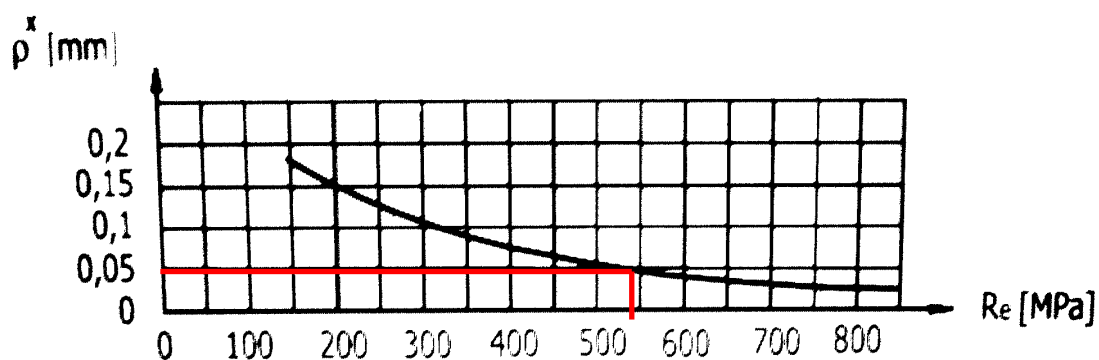
$$R_F = 2 + 2,43 \cdot 0,05$$

$$R_F = 2,1215 \text{ mm}$$

kde  $\rho^*$  je materiálová konstanta (obr. 4. 20)

$s^*$  je součinitel pevnostní hypotézy podle Gesta

$R$  je velikost zaoblení hrany v kritickém místě IV (volím 2mm)



Obr. 4. 20 Graf pro určení materiálové konstanty

Součinitel vrubu:

$$\beta = \alpha \cdot \sqrt{\frac{R}{R_F}} \quad (4.58)$$

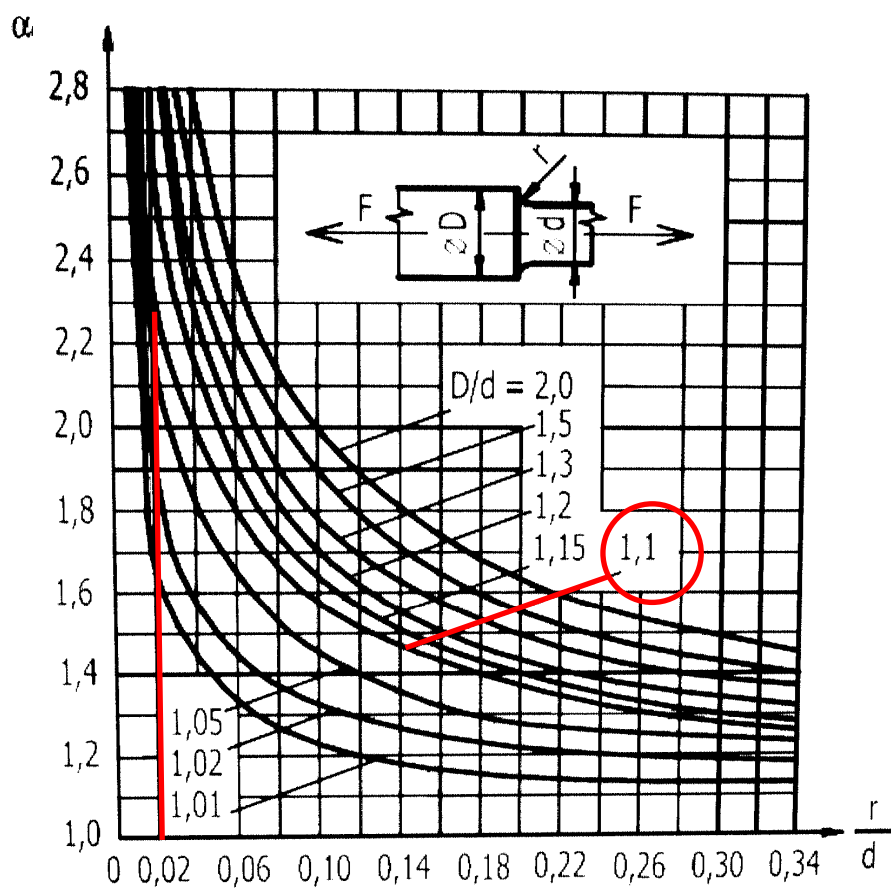
$$\beta = 2,3 \cdot \sqrt{\frac{2}{2,1215}}$$

$$\beta = 2,23$$

kde  $R$  je velikost zaoblení hrany v kritickém místě IV (volím 2mm)

$R_F$  je fiktivní poloměr vrubu

$\alpha$  je součinitel koncentrace napětí (obr. 4. 21)



Obr. 4. 21 Graf pro určení součinitele koncentrace napětí

Mez únavy:

$$\sigma_c = 0,43 \cdot R_m \quad (4. 59)$$

$$\sigma_c = 0,43 \cdot 930$$

$$\sigma_c = 399,9 MPa$$

Kde  $R_m$  je mez pevnosti materiálu hřídele

Skutečná mez únavy:

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta} \quad (4. 60)$$

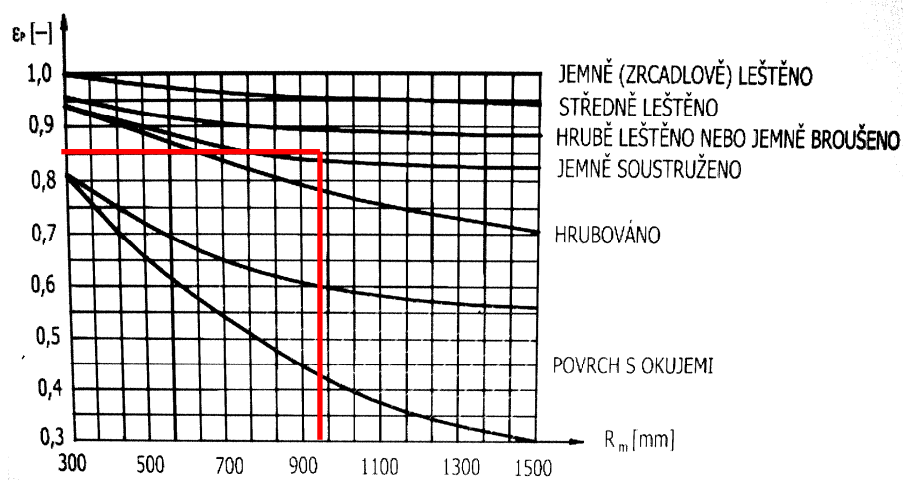
$$\sigma_c^* = 399,9 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,45}{2,23}$$

$$\sigma_c^* = 68,6 MPa$$

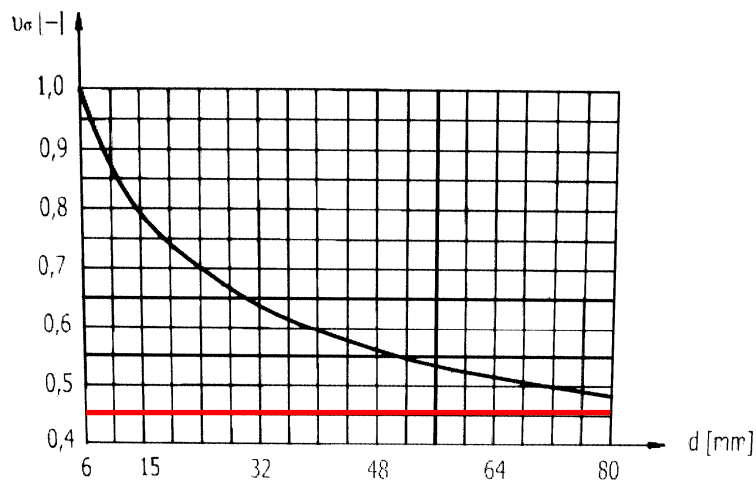
kde  $\varepsilon_p$  je součinitel jakosti povrchu (obr. 4. 22)

$\nu_\sigma$  je součinitel velikosti součásti (obr. 4. 23)

$\sigma_c$  je mez únavy



Obr. 4. 22 Graf pro určení součinitele jakosti povrchu



Obr. 4. 23 Graf pro určení součinitele velikosti součásti

Dynamická bezpečnost:

$$k_{Dh} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{IV}} \geq 1,8 \quad (4. 61)$$

$$k_{Dh} = \frac{68,6}{4,1}$$

$$k_{Dh} = 16,7$$

$$k_{Dh} \geq 1,8$$

**VYHOVUJE**

kde  $\sigma_c^*$  je skutečná mez únavy

$\sigma_{IV}$  je normálové napětí v kritickém místě IV

## 4. 19 Výpočet ložisek

Zařízení má dvě ložiska. Jedno (ložisko A) je umístěno na průměru 110mm a druhé (ložisko B) je umístěno na průměru 120mm. Jelikož hřídel, na které jsou ložiska umístěna, se otáčí rychleji než 10 ot/min jsou ložiska podrobena dynamickému zatížení.

a) výpočet ložiska A

Ložisko A je na průměru 110mm. Volím naklápěcí kuličkové ložisko od firmy SKF (obr. 4. 24).

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_A = X \cdot F_r \Rightarrow X \cdot \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} \quad (4.62)$$

$$P_A = 1 \cdot \sqrt{4204,1^2 + (-24967,9)^2}$$

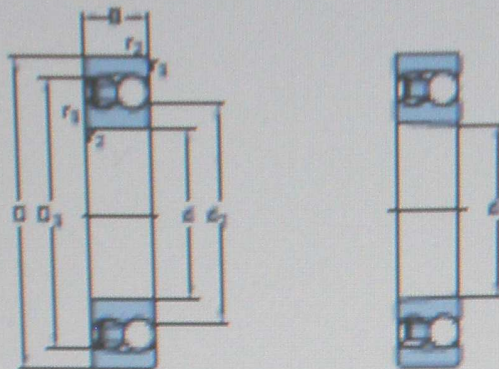
$$P_A = 25319,4N$$

kde  $R_{Ax}$  je reakce v ložisku A v řezu x-x (viz. bod 4. 14)

$R_{Ay}$  je reakce v ložisku A v řezu y-y (viz. bod 4. 14)

$X$  je součinitel radiálního zatížení (tab. 4.12)

Naklápěcí kulíkové ložisko  
d 70 – 120 mm



Válcová dráha

Kulíková dráha

Hlavní rozměry			Únosnost dynamická C	Únosnost statická C <sub>0</sub>	Hlavní únosnost povrchová P <sub>0</sub>	Připouštěcí okružní okružní okružní	Hmotnost	Doručení Ložisko s výkovač dráhou	Kulíková dráha	
d	D	B	mm	mm	mm	mm <sup>-1</sup>	kg	-	-	
70	125	24	25,8	14,4	0,75	11 000	7 000	1,25	1224 KTH9	-
	125	25	44,2	17	0,88	10 000	6 700	1,50	2224	-
	130	25	74,1	27,5	1,34	8 500	6 000	2,00	1224	-
	130	31	111	27,5	1,86	8 000	6 000	2,90	2224	-
75	130	25	39	15,4	0,80	10 000	6 700	1,25	1225	1225 K
	130	30	58,5	17	1,12	9 000	6 200	1,60	2225 KTH9	2225 KTH9
	140	27	79,3	20	1,43	8 000	5 600	2,00	1225	1225 K
	140	33	124	20	2,04	7 500	5 600	4,70	2225	2225 K
80	140	26	39,7	17	0,83	9 500	6 000	1,45	1226	1226 K
	140	32	55	18,5	1,25	8 500	6 000	2,00	2226 KTH9	2226 KTH9
	170	39	88,4	20,5	1,90	7 500	5 200	4,20	1226	1226 K
	170	38	128	21,9	2,24	7 000	5 200	6,10	2226	2226 K
85	150	28	48,8	20,8	0,98	9 000	5 600	2,00	1227	1227 K
	150	36	58,5	23,4	1,12	8 000	5 600	2,50	2227	2227 K
	180	41	97,5	28	1,70	7 000	4 800	5,00	1227	1227 K
	180	40	145	31	2,25	6 500	4 300	7,00	2227	2227 K
90	160	30	57,2	23,4	1,08	8 500	5 200	2,50	1228	1228 K
	160	40	70,2	28,5	1,32	7 500	5 200	3,10	2228	2228 K
	170	43	117	34	1,93	6 700	4 500	5,00	1228	1228 K
	170	44	153	37	2,30	6 300	4 300	8,10	2228 M	2228 KTH
95	170	32	62,7	27	1,20	8 000	5 000	2,10	1229	1229 K
	170	43	82,2	34,5	1,55	7 000	5 000	4,10	2229 M	2229 KTH
	200	45	120	33	2,16	6 300	4 200	6,70	1229	1229 K
	200	47	163	44	2,75	6 000	4 300	9,80	2229 M	-
100	180	34	68,9	30	1,29	7 500	4 800	2,70	1228	1228 K
	180	46	97,5	40,5	1,71	6 700	4 800	5,00	2228 M	2228 KTH
	215	47	143	37	2,36	6 000	4 500	6,30	1228	1228 K
	215	73	190	40	2,25	5 600	4 500	12,5	2228 M	2228 KTH
118	200	38	88,4	39	1,60	6 700	4 300	5,10	1222	1222 K
	200	53	124	52	2,12	6 000	4 300	7,10	2222 M	2222 KTH
	240	50	152	72	2,75	5 600	4 300	12,0	1222 M	1222 KTH
128	215	42	119	53	2,12	6 300	4 500	6,70	1224 M	1224 KTH

Ložisko

Ložisko

Ložisko A

Ložisko B



Obr. 4. 24 Katalog naklápěcích ložisek od firmy SKF

Typ ložiska	„Relativní axiální zatížení“ $\frac{F_a}{F_r}$ , $\frac{F_a}{F_r}$	Jednořadá ložiska				Dvouřadá ložiska				e		
		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$				
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
Radiální kuličková ložiska	$\frac{f_d F_a^3}{C_{or}}$ $\frac{F_a}{i Z D_w^2}$											
	0,172	0,172				2,30			2,30	0,19		
	0,345	0,345				1,99			1,99	0,22		
	0,689	0,689				1,71			1,71	0,26		
	1,03	1,03				1,55			1,55	0,28		
	1,38	1,38	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30	
	2,07	2,07				1,31			1,31	0,34		
	3,45	3,45				1,15			1,15	0,38		
	5,17	5,17				1,04			1,04	0,42		
	6,89	6,89				1,00			1,00	0,44		
Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	$\frac{f_d i F_a^3}{C_{or}}$ $\frac{F_a}{Z D_w^2}$											
	$\alpha = 5^\circ$	0,173	0,172					2,78		3,74	0,23	
		0,346	0,345					2,40		3,23	0,26	
		0,692	0,689					2,07		2,78	0,30	
		1,04	1,03					1,87		2,52	0,34	
		1,38	1,38	1	0			1,75	0,78	2,36	0,36	
		2,08	2,07					1,58		2,13	0,40	
		3,46	3,45					1,39		1,87	0,45	
		5,19	5,17					1,26		1,69	0,50	
		6,92	6,89					1,21		1,63	0,52	
	$\alpha = 10^\circ$	0,175	0,172				1,88		2,18		3,06	0,29
		0,350	0,345				1,71		1,98		2,78	0,32
		0,700	0,689				1,52		1,76		2,47	0,36
		1,05	1,03				1,41		1,63		2,29	0,38
		1,40	1,38	1	0	0,46	1,34	1	1,55	0,75	2,18	0,40
		2,10	2,07				1,23		1,42		2,00	0,44
		3,50	3,45				1,10		1,27		1,79	0,49
		5,25	5,17				1,01		1,17		1,64	0,54
		7,00	6,89				1,00		1,16		1,63	0,54
	$\alpha = 15^\circ$	0,178	0,172				1,47		1,65		2,39	0,38
		0,357	0,345				1,40		1,57		2,28	0,40
		0,714	0,689				1,30		1,46		2,11	0,43
		1,07	1,03				1,23		1,38		2,00	0,46
		1,43	1,38	1	0	0,44	1,19	1	1,34	0,72	1,93	0,47
		2,14	2,07				1,12		1,26		1,82	0,50
		3,57	3,45				1,02		1,14		1,66	0,55
		5,35	5,17				1,00		1,12		1,63	0,56
		7,14	6,89				1,00		1,12		1,63	0,56

Tab. 4. 12 Tabulka určující radiální součinitele zatížení ložisek

Výpočet ložiska:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (4. 63)$$

$$L_{10h} = \left( \frac{163000}{25319,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 48,47}$$

$$L_{10h} = 91744 \text{ hod}$$

kde  $p$  je pro kuličková ložiska rovno 3

$C$  je základní dynamická únosnost, pro každé ložisko se udává v katalogu (obr. 4. 24)

$P_A$  je ekvivalentní dynamické zatížení



### b) výpočet ložiska B

Ložisko B je na průměru 120mm. Volím naklápěcí kuličkové ložisko od firmy SKF (obr. 4. 24).

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_B = X \cdot F_r \Rightarrow X \cdot \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$$

$$P_B = 1 \cdot \sqrt{3135^2 + 56870^2}$$

$$P_B = 56956,3N$$

kde  $R_{Bx}$  je reakce v ložisku B v řezu x-x (viz. bod 4. 14)

$R_{By}$  je reakce v ložisku B v řezu y-y (viz. bod 4. 14)

$X$  je součinitel radiálního zatížení (tab. 4.12)

Výpočet ložiska:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_B} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{119000}{56956,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 48,47}$$

$$L_{10h} = 3136hod$$

kde  $p$  je pro kuličková ložiska rovno 3

$C$  je základní dynamická únosnost, pro každé ložisko se udává v katalogu (obr. 4. 24)

$P_B$  je ekvivalentní dynamické zatížení

## 5. Závěr

V této bakalářské práci byla navržena navíječka řetězu. Navíječka byla navržena v souladu se zadáním. V práci byl proveden konstrukční a projekční návrh navíječky řetězu. Návrh jednotlivých komponentů, z kterých je zařízení sestaveno, jejich rozměry, uspořádání, jejich výpočet popřípadě jejich kontrola. Byl zde proveden návrh hnacího pohonu s využitím řetězového převodu pro přenos otáčivého pohybu na hřídel, na kterém je umístěn navíjecí buben. Hřídel byl zkontrolován ve vytipovaných nebezpečných průřezích. Taktéž byly vypočteny ložiska, v kterých je hřídel uložen. Návrh spojení jednotlivých komponentů a celková konstrukce zařízení je navrhnutá a vyobrazena na výkrese sestavení.

## 6. Literatura

- [1] DRAŽAN.F., KUPKA.L.a kol.: *Jeřáby*, 1.vyd. Praha, SNTL, 1968, 661 s.
- [2] JANÁS.P.: *Statika*, Sešit, Ostravice, 2007
- [3] JANÁS.P.: *Části a mechanismy strojů I,II*. Sešit, Ostravice, 2008
- [4] KALÁB.K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů*.1. vyd. Skripta VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008,130 s.  
ISBN 978-80-247-1860-3
- [5] LEINVEBER.J., VÁVRA.P.: *Strojnické tabulky*, 1. vyd. Úvaly, ALBRA, 2003, 864 s.  
ISBN 80-86490-74-2
- [6] MYNÁŘ.V. a kol.: *Části strojů- Příklady*, Skripta VŠB, Ostrava, 1979, 279 s.
- [7] VÁVRA.P. a kol.: *Strojnické tabulky*, 1. vyd. Praha, SNTL, 1983, 672 s.
- <http://cs.wikipedia.org/wiki/Rump%C3%A1l>
- [http://cs.wikipedia.org/wiki/Nav%C3%ADjec%C3%AD\\_buben](http://cs.wikipedia.org/wiki/Nav%C3%ADjec%C3%AD_buben)
- [http://www.pohony.cz/cze/product\\_detail.php?id=4](http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=4)
- [http://www.skf.com/portal/skf\\_cz/home/products?contentId=259689&lang=cs](http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259689&lang=cs)

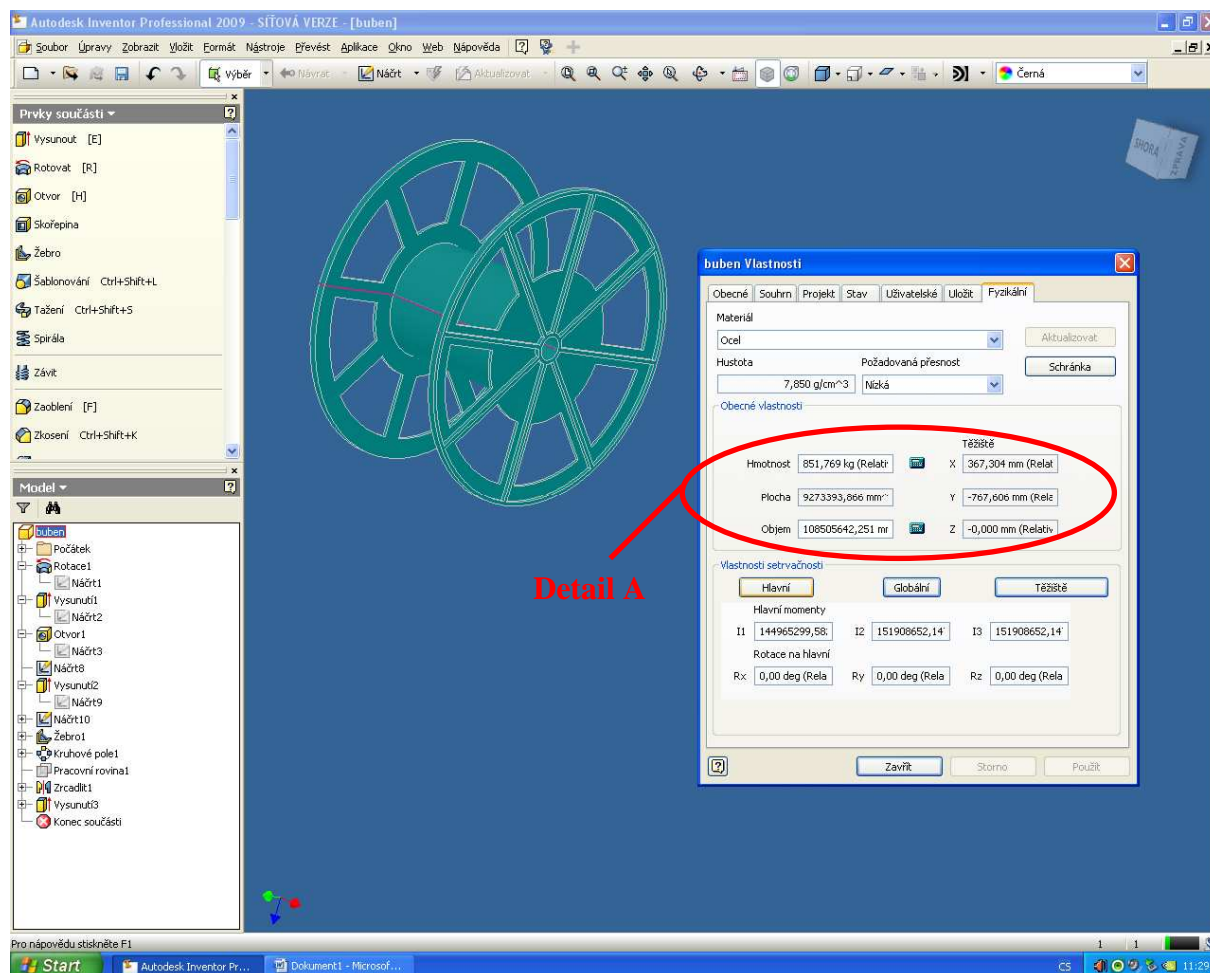
# Přílohy

## **Seznam příloh:**

- Příloha I. Hmotnost bubnu
- Příloha II. Reakce v řezu x-x pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator
- Příloha III. Reakce v řezu y-y pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator
- Příloha IV. Momenty v řezu x-x pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator
- Příloha V. Momenty v řezu y-y pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

## Příloha I Hmotnost bubnu

Buben byl vymodelován v programu Autodesk inventor professional 2009 v měřítku 1:1. Poté byla v jeho fyzikálních vlastnostech odečtena hodnota jeho hmotnosti (viz. obr. 1 a obr. 2).



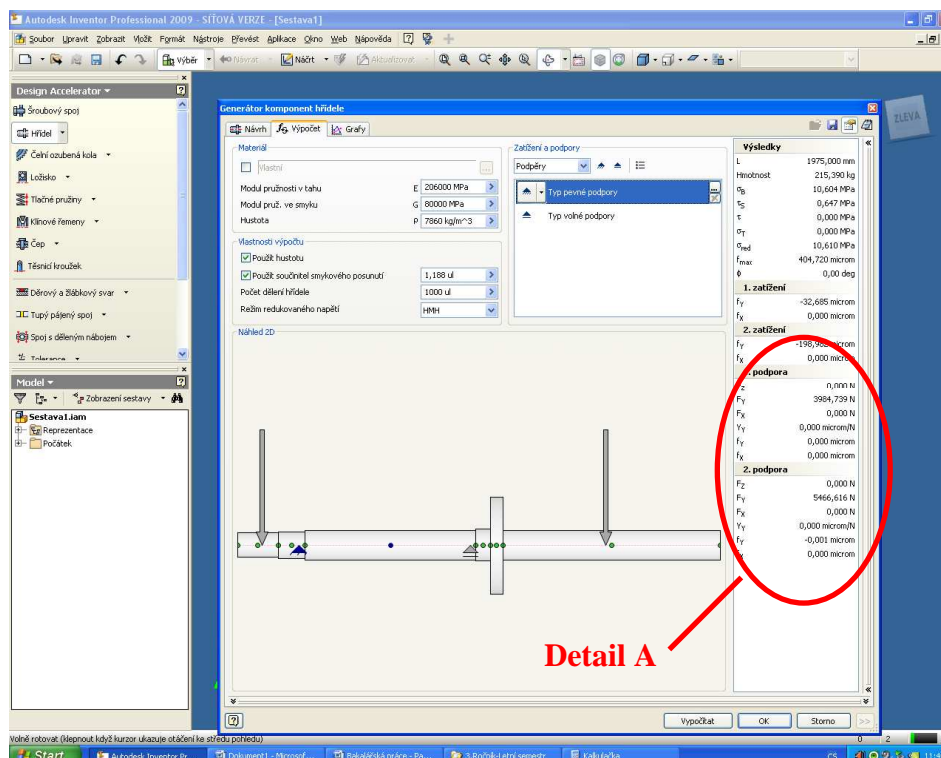
Obr. 1 Hmotnost bubnu



Obr. 2 Detail A

## Příloha II. Reakce v řezu x-x pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

V programu Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator byla vymodelována hřídel, kterou jsem řešil. Model byl zatížen silami, které v rovině x-x na hřídel působí. Reakce v ložiscích, pak byly pomocí tohoto programu vypočteny. Výsledek je znázorněn na obr. 3 a obr. 4. Hodnoty zjištěné pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator se o něco liší ode mnou vypočtených hodnot. Toto je způsobeno tím, že při výpočtu jsem zanedbal hmotnost hřídele, kdež to program s touto hmotností počítá, proto se to také promítne ve výsledku.



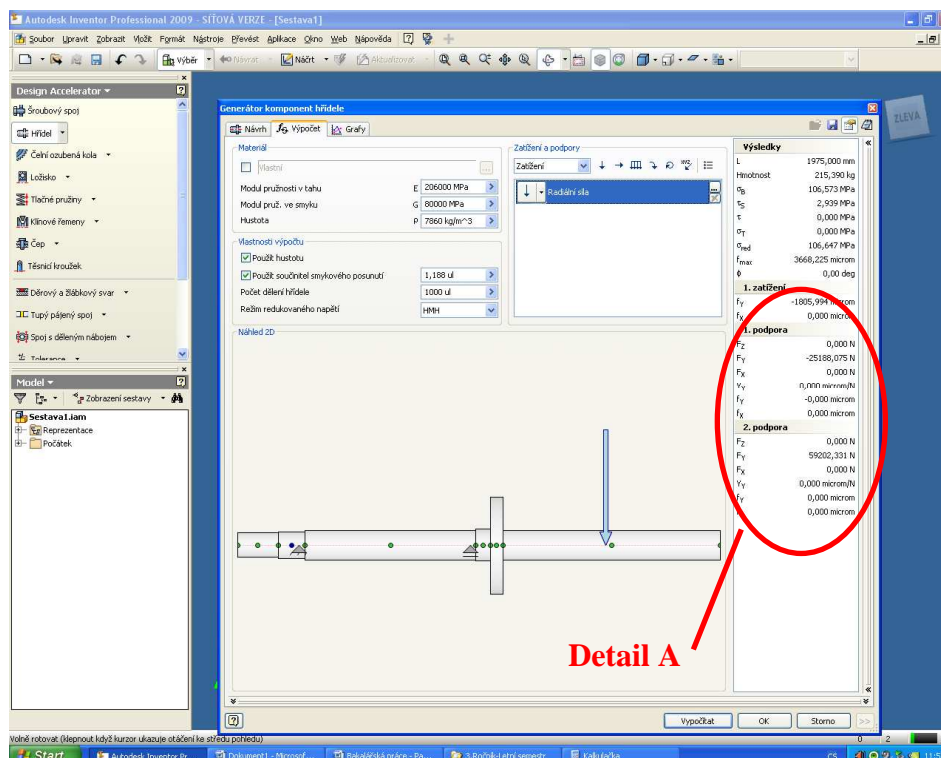
Obr. 3 Reakce v řezu x-x

1. podpora	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	3984,739 N
$F_x$	0,000 N
$Y_y$	0,000 microm/N
$f_y$	0,000 microm
$f_x$	0,000 microm
2. podpora	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	5466,616 N
$F_x$	0,000 N
$Y_y$	0,000 microm/N
$f_y$	-0,001 microm
$f_x$	0,000 microm

Obr. 4 Detail A

### Příloha III. Reakce v řezu y-y pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

V programu Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator byla vymodelována hřídel, kterou jsem řešil. Model byl zatížen silami, které v rovině y-y na hřídel působí. Reakce v ložiscích, pak byly pomocí tohoto programu vypočteny. Výsledek je znázorněn na obr. 5 a obr. 6. Hodnoty zjištěné pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator se o něco liší ode mnou vypočtených hodnot. Toto je způsobeno tím, že při výpočtu jsem zanedbal hmotnost hřídele, kdež to program s touto hmotností počítá, proto se to také promítne ve výsledku.



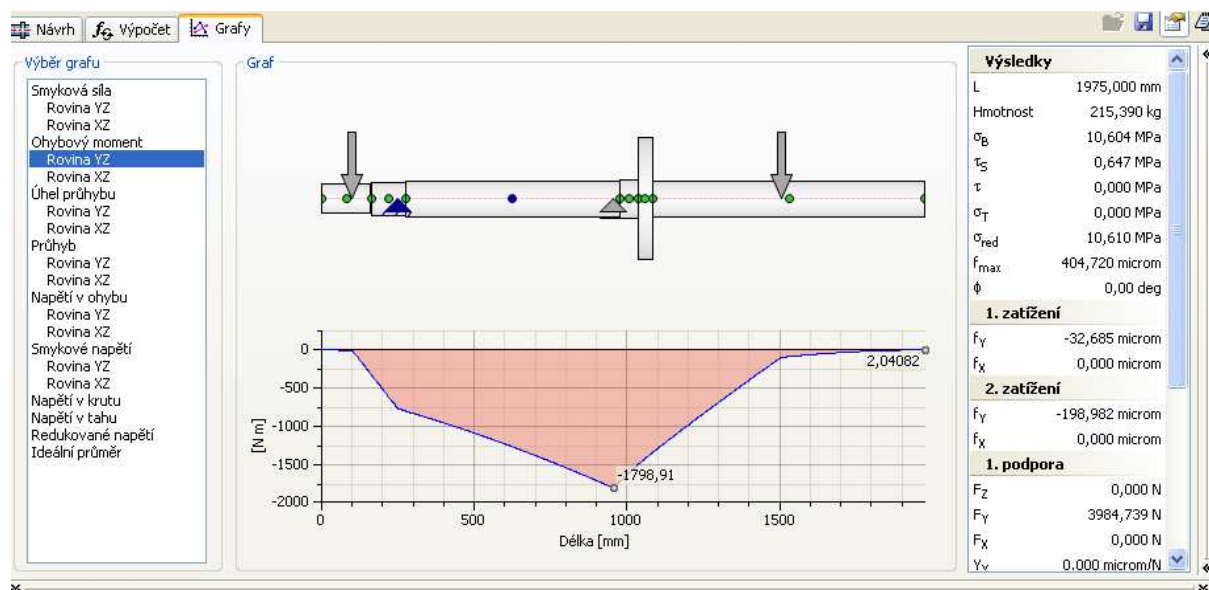
Obr. 5 Reakce v řezu y-y

1. podpora	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	-25188,075 N
$F_x$	0,000 N
$Y_y$	0,000 microm/N
$f_y$	-0,000 microm
$f_x$	0,000 microm
2. podpora	
$F_z$	0,000 N
$F_y$	59202,331 N
$F_x$	0,000 N
$Y_y$	0,000 microm/N
$f_y$	0,000 microm
$f_v$	0,000 microm

Obr. 6 Detail A

## Příloha IV. Momenty v řezu x-x pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

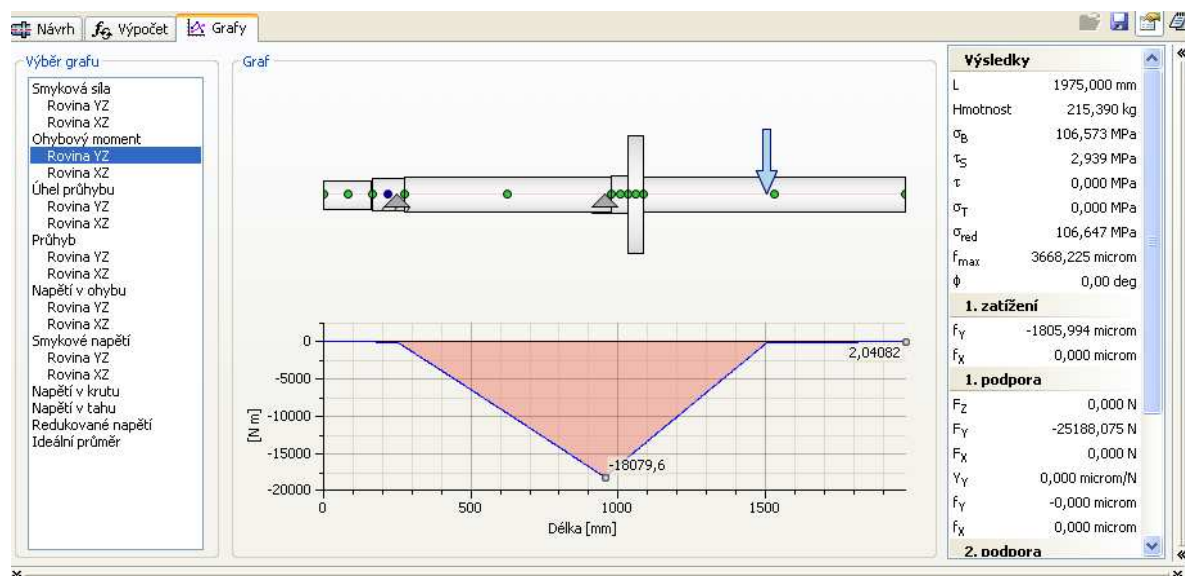
V programu Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator byla vymodelována hřídel, kterou jsem řešil. Model byl zatížen silami, které v rovině x-x na hřídel působí. Pomocí tohoto programu byly vypočteny reakce v ložiscích (viz. příloha II.) a zároveň s tímto výpočtem došlo i ke grafickému znázornění momentu (obr. 7). Hodnoty momentů zjištěné pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator se o něco liší ode mnou vypočtených hodnot. Toto je způsobeno tím, že při výpočtu jsem zanedbal hmotnost hřídele, kdež to program s touto hmotností počítá, proto se to také promítne ve výsledku.



Obr. 7 Momenty v řezu x-x

## Příloha V. Momenty v řezu y-y pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator

V programu Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator byla vymodelována hřídel, kterou jsem řešil. Model byl zatížen silami, které v rovině y-y na hřídel působí. Pomocí tohoto programu byly vypočteny reakce v ložiscích (viz. příloha III.) a zároveň s tímto výpočtem došlo i ke grafickému znázornění momentu (obr. 8). Hodnoty momentů zjištěné pomocí Autodesk inventor professional 2009 – design accelerator se o něco liší ode mnou vypočtených hodnot. Toto je způsobeno tím, že při výpočtu jsem zanedbal hmotnost hřídele, kdež to program s touto hmotností počítá, proto se to také promítne ve výsledku.



Obr. 8 Momenty v řezu y-y